



TUGAS AKHIR – TM145688

RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER (HPH) 4 PT.PJB UP GRESIK MENGGUNAKAN ANALISA TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS

**AKBAR BUDHIYANTO
NRP. 2112038003**

**Dosen Pembimbing :
Ir. DENNY M.E. SOEDJONO, MT**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III KERJASAMA PT PLN (PERSERO)
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT – TM145688

**RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER (HPH) 4 OF
PT. PJB UP GRESIK USING THERMODYNAMICS
AND HEAT TRANSFER ANALYSIS**

**AKBAR BUDHIYANTO
NRP. 2112038003**

**SUPERVISOR
Ir. DENNY M.E. SOEDJONO, MT**

**DIPLOME III PT. PLN (Persero) COOPERATIVE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2015**

**RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER (HPH) 4 PT. PJB
UP GRESIK MENGGUNAKAN ANALISA
TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS**


TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Teknik Mesin
Kelas Kerjasama PT. PLN (Persero)
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**AKBAR BUDHIYANTO
NRP. 2112 038 003**

Menyetujui,
Dosen Pembimbing:


Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
NIP. 19570331-198803 1 001

**SURABAYA
JULI 2015**

RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER (HPH) 4 PT. PJB UP GRESIK MENGGUNAKAN ANALISA TERMODINAMIKA DAN PERPINDAHAN PANAS

Nama Mahasiswa : AKBAR BUDHIYANTO

NRP : 2112038003

**Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Kerjasama PT. PLN (Persero)**

Dosen Pembimbing : Ir. Denny M.E. Soedjono , M.T

Abstrak

Dalam memenuhi kebutuhan tenaga listrik di Jawa - Bali, PT. PJB UP Gresik menggunakan Siklus Rankine-Regenerative untuk meningkatkan efisiensi siklus PLTU, yaitu dengan menambahkan feedwater heater sebelum boiler. Akan tetapi sering terjadi kerusakan pada feedwater heater, salah satunya High Pressure Heater (HPH) 4. Kerusakan yang sering terjadi pada HPH 4 adalah kebocoran tube dan keausan baffle. Kerusakan pada HPH 4 terus menerus berulang dapat mengurangi umur, efektifitas dan performa dari HPH serta mengurangi efisiensi siklus PLTU.

Oleh karena itu dilakukan re-design HPH 4 untuk mendapatkan dimensi baru HPH 4, khususnya zona desuperheating. Pada perancangan HPH 4 digunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dengan metode LMTD untuk mendapatkan dimesi tiap zona.

Dalam perancangan, divariasikan kecepatan feedwater dan jumlah baffle pada zona desuperheating. Dari perhitungan yang dilakukan, didapatkan dimensi HPH 4 dengan effective length 12,36 m, diameter dalam shell 0,4 m dengan jumlah tube sebanyak 598 buah. Selain itu didapatkan dimensi zona desuperheating dengan panjang zona 1,54 m dengan baffle spacing sebesar 0,25 m, jumlah baffle 5 buah dan luasan perpindahan panasnya sebesar 46,33 m². Batas plugging yang diijinkan adalah sebesar 10%, jika melebihi 10% plugging akan terjadi vibrasi.

Kata Kunci: *High Pressure Heater; Desuperheating zone; LMTD; Re-Design Heat Exchanger; Close Feedwater Heater*

RE-DESIGN HIGH PRESSURE HEATER (HPH) 4 OF PT. PJB UP. GRESIK USING THERMODYNAMICS AND HEAT TRANSFER ANALYSIS

Student Name : AKBAR BUDHIYANTO

NRP : 2112038003

**Department : D III Mechanical Engineering PT PLN
(Persero) Cooperative Program FTI-ITS**

Supervisor : Ir. Denny M.E. Soedjono , M.T

Abstract

PT. PJB UP. Gresik using Rankine-Regenerative Cycle for increasing PLTU cycle efficiency. The efficiency is the result of adding feedwater heater before boiler device. However, defectiveness over feedwater heater frequently happened, such as High Pressure Heater (HPH) 4 for tube leakage and baffles worn-out. Defectiveness on HPH 4 continually could reduce its life span, effectiveness and performance, regarding PLTU. The HPH defectiveness could also decreasing PLTU cycle efficiency.

Therefore, HPH 4 re-designing is needed to gain a new HPH 4 dimension especially for desuperheating zone. Thermodynamics and heat transfer analysis using LMTD method to design HPH 4 to gain each zone's dimension.

Variant of feedwater speed and number of baffles on desuperheating zone was used for designing HPH 4. Result calculation show that HPH dimension has effective length 12,36 m, diameter in shell units 0,4 m and the number of tube in use 598 tubes. Moreover, for desuperheating zone dimension was obtained zone length of 1,54 m, baffles spacing 0,25 m, number of

baffles 5 and the heat transfer area 46,33 m². Plugging point allowed was 10%, if it's above 10% plugging would allow vibration.

Keyword: *High Pressure Heater; Desuperheating zone; LMTD; Re-Design Heat Exchanger; Close Feedwater Heater*

.

KATA PENGANTAR

Syukur alhamdulillah Penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat, hidayah, petunjuk dan rizkinya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Bapak Ir. Denny Maartyoza Eko Soedjono, M.T, selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu yang tak ternilai harganya. Saya akan berusaha selalu menjadi orang yang baik dan berguna untuk orang lain.
2. Bapak Ir. Suhariyanto, MT selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, M.T, selaku dosen wali dan dosen penguji. Terimakasih atas kesabaran, kebaikan dan sarannya selama ini.
4. Tim dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
5. Ibu Liza Rusdiyana, ST, MT selaku koordinator tugas akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
6. Bapak/Ibu dosen dan seluruh karyawan Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS yang telah banyak membimbing dan membantu selama perkuliahan.
7. Mas Rahman, Bapak Ali, Bapak Iwan, Bapak Fahtur Rozi dan seluruh karyawan dan staff operasi PLTU PT. PJB UP Gresik. Terimakasih atas ilmu, bantuan, data dan

bimbingan yang diberikan sehingga penulis dapat terbantu dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

8. Bapak Agus Salim dan ibu Siti Astuti sebagai orang tua penulis atas kerja keras, kasih sayang sepanjang masa, doa yang tak ada hentinya serta dukungan dan nasihatnya untuk tetap berjalan pada kebaikan.
9. Saudara kandung dan saudara ipar penulis yang telah memberikan dukungan dan nasihat dalam proses pengerjaan tugas akhir ini.
10. Nimas Alfiana Raras S, yang selalu menemani di kala suka maupun duka. Terimakasih atas pengertian, doa dan dukungannya.
11. Untuk teman-teman D3 Teknik Mesin ITS-PLN 2012, Warga D3MITS, Lab Teknik Pendingin Terimakasih atas kebersamaan dan kerjasamanya selama ini, semoga bermanfaat dan sukses untuk kita semua.
12. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu-persatu. Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juni 2015

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xii
 BAB 1 PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
1.6 Sistematika Penulisan	4
 BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Dasar Teori	6
2.1.1 Closed Feedwater Heater	6
2.1.2 Analisa Termodinamika	11
2.1.3 Analisa Perpindahan Panas	11
 BAB 3 METODOLOGI PERANCANGAN	
3.1 Data-data	18
3.2 Analisa Termodinamika	18
3.3 Analisa Perpindahan Panas	20
3.4 Flow Chart Perancangan Feedwater Heater	20

BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Termodinamika	28
4.2 Analisa Perpindahan Panas dengan Metode LMTD	32
4.2.1 Analisa Perpindahan Panas Internal	34
4.2.2 Analisa Perpindahan Panas Eksternal	38
4.3 Desain Optimum HPH 4	50

BAB 5 PENUTUP

5.1 Kesimpulan	51
5.2 Saran	52

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

DAFTAR TABEL

2.1 Tabel Konstanta Persamaan 2.9 untuk aliran melewati tube banks dengan jumlah baris ≥ 20	15
4.1. Tabel Properties Fluida	29
4.2. Tabel Overall Heat Transfer Koefisien Asumsi Untuk Analisa Awal	39
4.3. Tabel Desain Optimum HPH 4	50

DAFTAR GAMBAR

2.1 Gambar Alur Aliran Melintasi Sisi Tube dan Shell	6
2.2 Gambar Konstruksi High Pressure Heater	7
2.3 Gambar Zona desuperheating	9
2.4 Gambar Three Zones Closed Feedwater Heater	10
2.5 Gambar Closed Feedwater Heater	11
2.6 Gambar Aliran fluida melintasi susunan tube aligned dan staggered	13
2.7 Gambar Susunan tube straggered	14
2.8 Gambar Lapisan Kondensasi	16
4.1 Gambar Control Volume HPH 4	28
4.2 Gambar Pembagian Zona HPH 4	31
4.3 Gambar layout tube	35
4.4 Gambar Zona desuperheating	40
4.5 Gambar Baffle Pada Zona Desuperheating	43
4.6 Gambar Zona Condensing	45
4.7 Gambar Vertical Tier of Horizontal Tubes with a Continuos Condensate Sheet	47
4.8 Gambar Zona Subcooling	49

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Dalam memenuhi kebutuhan tenaga listrik di Jawa –Bali, PT. PJB UP Gresik dituntut untuk menjalankan pembangkitnya dengan andal dan efisien. Banyak cara untuk meningkatkan efisiensi siklus PLTU, salah satunya dengan siklus regenerative yaitu dengan menambahkan *feedwater heater* sebelum *boiler*. *Feedwater heater* merupakan suatu alat penukar kalor yang memanaskan air pengisi *boiler(feedwater)* sebelum masuk *boiler*. *Feedwater heater* terdiri dari beberapa jenis, tergantung dari fungsinya masing-masing dalam suatu instalasi. Pada PT. PJB UP. Gresik terdapat tujuh *feedwater heater* yaitu tiga LPH, satu *deaerator* dan tiga HPH, yang akan dibahas dalam tugas akhir kali ini adalah kajian dalam mendesain salah satu jenis *closed feedwater heater*, yaitu *high pressure heater*, khususnya HPH 4. HPH 4 ini merupakan *heat exchanger* jenis *shell and tube*. HPH 4 menaikkan temperatur air pengisi *boiler* pada sisi *tube* dengan terjadinya kondensasi uap hasil *steam extraction* dari turbin bertekanan menengah dan *drain* dari HPH 5 di bagian *shell*. Kedua aliran ini tidak bercampur sehingga memiliki tekanan yang berbeda. Kerusakan-kerusakan yang terjadi pada HPH adalah sebagai berikut:

1. Baffle

Lubang *tube* pada *baffle* semakin besar (*baffle cutting*) karena vibrasi pada *tube* yang dialiri fluida dalam waktu yang lama. Pada *plate support* juga terjadi penipisan hal ini disebabkan erosi material oleh aliran uap

2. Tube

Beberapa *tube* mengalami kebocoran dan patah. Lokasi kerusakan umumnya terjadi di dekat *baffle* dan daerah sambungan karena mempunyai tegangan yang paling tinggi. Adanya vibrasi juga menyebabkan tumbukan antar *tube*, sehingga menyebabkan *tube* mengalami perubahan penampang.

3. Shell

Kerusakan di sisi *shell* terjadi di daerah yang berdekatan dengan *tube* yang patah. Hal ini dikarenakan aliran dalam *tube* yang bertekanan menyembur keluar mengenai dinding *shell*. Kerusakan di sisi *shell* juga diakibatkan oleh erosi akibat semburan fluida dari *extraction* turbin dan drain di sisi inlet sehingga dinding *shell* tergerus.

1.2. Perumusan Masalah

Permasalahan yang terjadi pada HPH 4 dapat mengurangi efisiensi termal siklus PLTU dan dapat mengurangi umur HPH 4 itu sendiri. Oleh karena itu perlu adanya *re-design* dan *re-calculation* HPH 4 untuk memperoleh dimensi baru HPH 4 dengan performa yang lebih baik. Dalam penelitian ini akan membahas lebih detail daerah *desuperheating* pada HPH 4. Desain tersebut meliputi besarnya luas bidang perpindahan panas efektif, dimensi *shell*, dimensi *tube*, jumlah dan susunan *tube*, jumlah *baffle*, bentuk *baffle* dan *baffle spacing*. Dalam mengerjakan penelitian ini, nantinya akan digunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dalam bentuk perhitungan koefisien *overall heattransfer*(U), metode LMTD, perhitungan *Nusselt Number*,

1.3. Batasan Masalah

Beberapa batasan yang digunakan untuk memudahkan analisa penelitian ini adalah:

1. Analisa berdasarkan data operasi di PT. PJB UP Gresik.
2. Kondisi operasi diasumsikan *steady state*.
3. Perpindahan panas terjadi secara konduksi dan konveksi dengan mengabaikan perpindahan panas
4. Kehilangan panas ke lingkungan dianggap tidak ada.
5. *U tube band* tidak diperhitungkan, hanya menghitung *effective length*.

1.4. Tujuan Penelitian

Dari permasalahan yang ada maka tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Membuat desain ulang HPH 4 dengan analisa termodinamika dan perpindahan panas.
2. Mendapatkan dimensi tiap zona HPH 4 (*Desuperheating*, *Condensing* dan *Subcooling*).
3. Menganalisa secara detail *zona desuperheating* pada HPH 4
4. Mendapatkan karakteristik kecepatan yang diijinkan pada HPH 4.

1.5. Manfaat Penelitian

Diharapkan dari analisa permasalahan serta solusinya akan dapat memberikan kontribusi perbaikan dari sistem pembangkit daya di PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik. Adapun manfaat yang bisa dipetik dari hasil penelitian ini antara lain:

1. Menambah pengetahuan tentang kegagalan yang sering terjadi pada *shell and tube heat exchanger*.
2. Menambah kemampuan dalam mendesain *shell and tube heat exchanger* dengan analisa termodinamika dan perpindahan panas.
3. Diharapkan dapat meningkatkan efisiensi siklus pembangkit daya di PT. PJB UP Gresik.

1.6.Sistematika Penulisan

Tugas akhir dengan judul “*Re-Design High Pressure Heater (HPH) 4 PT. PJB UP Gresik Menggunakan Analisa Termodinamika Dan Perpindahan Panas*” ini ditulis dengan sistematika penulisan sebagai berikut :

BAB I : PENDAHULUAN

Bab ini menguraikan tentang latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian, serta sistematika penulisan dari analisis yang dilakukan.

BAB II : DASAR TEORI

Bab ini menguraikan tentang teori-teori yang mendasari tentang re-design high pressure feedwater heater dengan analisis termodinamika dan perpindahan panas.

BAB III : METODOLOGI

Bab ini menjelaskan tentang metode yang digunakan dalam proses analisis serta urutan pengerjaan hingga menghasilkan output yang diinginkan.

BAB IV : ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Bab ini menjelaskan tentang contoh perhitungan, hasil yang didapatkan dari pengolahan data, dan pembahasan mengenai hasil yang diperoleh.

BAB V : KESIMPULAN DAN SARAN

Bab ini berisi tentang kesimpulan dari analisis yang dilakukan dan saran kepada pihak PT. PJB UP Gresik

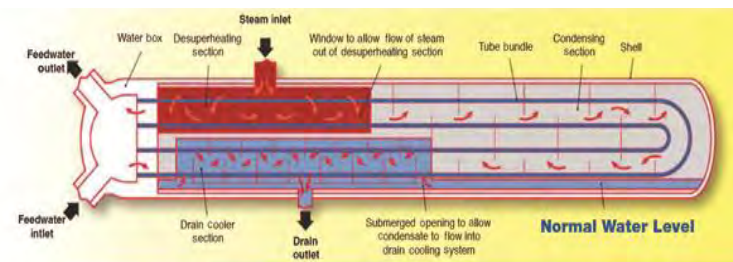
BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Dasar Teori

2.1.1. Closed Feedwater Heater

Dalam Siklus *Rankine*-Regeneratif, *feedwater heater* digunakan pada PLTU untuk menaikkan efisiensi siklus. *Feedwater heater* dapat menaikkan temperatur air pengisi *boiler* sebelum masuk *economizer*. Ada dua tipe *feedwater heater* yaitu *open feedwater heater* dan *close feedwater heater*. Pada *open feedwater heater*, uap hasil *extraction* dan *feedwater* bercampur, sehingga mempunyai temperatur yang sama. Sedangkan pada *closed feedwater heater* kedua fluida terpisah dan tidak bercampur. *Closed feedwater heater* adalah alat penukar kalor jenis *shell and tube* dimana aliran *feedwater* mengalir di sisi *tube* sedangkan uap hasil *extraction* turbin berkondensasi di sisi *shell*.

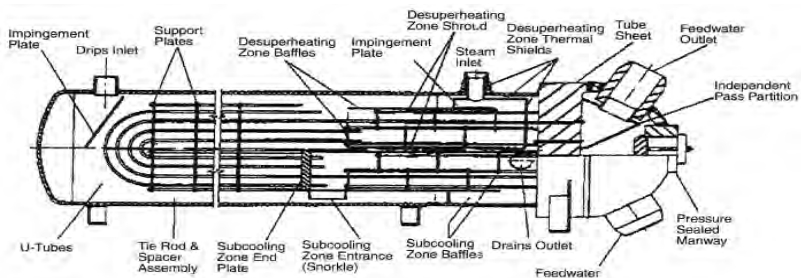


Gambar 2.1 Alur Aliran Melintasi Sisi *Tube* dan *Shell*

Berdasarkan tekanannya, *closed feedwater heater* dibagi menjadi dua yaitu *Low Pressure Heater (LPH)* dan *High Pressure Heater (HPH)*. Pada instalasi pembangkit daya, LPH terletak antara *condensate pump* dan *deaerator*. Sedangkan HPH terletak antara *boiler feed pump* dan *economizer*. HPH terdiri dari tiga zona yaitu zona *desuperheating*, zona *condensing* dan zona *subcooling*. *Feedwater* masuk *water box* dan mengalir melewati zona *subcooling*, zona *condensing* dan meninggalkan *water box* melewati zona *desuperheating*. Sedangkan uap hasil *extraction* mengalir melewati zona *desuperheating*, zona *condensing* dan zona *subcooling* sebelum di drain. Zona *condensing* mempunyai porsi yang besar pada heater. Untuk lebih efisien, *drain* dari *feedwater heater* di masukkan ke *feedwater heater* yang mempunyai tekanan lebih rendah. Hal ini dimaksudkan untuk memanaskan *feedwater* karena *drain* ini masih memiliki temperatur yang masih tinggi.

2.1.1.1. Konstruksi Closed Feedwater Heater

Secara umum, komponen utama *closed feedwater heater* adalah:



Gambar 2.2 Konstruksi High Pressure Heater

1. *Shell* (cangkang/selongsong/silinder panjang yang melingkupi *tube* dan dipasang dengan *skirt*)
2. *U - Tubes* (*tube* yang dibengkokkan menyerupai bentuk huruf U, sebagai tempat *feedwater* mengalir masuk dan keluar melalui *channel*)
3. *Feedwater Nozzle* (saluran masuk dan keluar *feedwater* yang dihubungkan dengan *channel*)
4. *Inlet* dan *Outlet Nozzle* (saluran masuk dan keluar sisi *shell*)
5. *Channel* (tempat masuk dan keluarnya *feedwater*)
6. *Heater Support* (penyangga *feedwater heater*)
7. *Impingement Plate* (piringan yang ada pada saluran uap masuk ataupun *drain* untuk melindungi *tube* dari aliran uap / *drain* yang masuk *heat exchanger*)
8. *Water Level* (digunakan untuk mengetahui ketinggian air yang berada di sisi *shell*)
9. *Tubes Support* (penyangga *tube* dan melindungi *tube* dari gesekan satu sama lain)
10. *Tie Rods and Spacers* (alat ini berfungsi menopang *tube bundle* dan *baffle* supaya terikat dengan benar)
11. *Tubesheet* (pelat *disk* yang dibor sebagai tempat ujung - ujung U-*tubes* dipasang)
12. *Pass Partition* (sekat laluan / plat yang memisahkan *feedwater inlet* dan *feedwater outlet*)
13. *Vent* (untuk melepaskan *non condensable gases* dari sisi *shell* dan *tube* pada saat *start up* dan operasi normal dari *heat exchanger*)
14. *Zona Desuperheating*
Uap hasil *extraction* turbin masuk *feedwater heater* dalam keadaan panas lanjut, daerah ini disebut zona *desuperheating* dimana uap didinginkan sampai temperatur uap jenuh. Pada proses ini hanya terjadi penurunan temperatur dan tidak terjadi perubahan fase.
15. *Zona Condensing*
Daerah dimana uap *extraction* turbin dan *drain* HPH mengalami kondensasi sampai temperatur cair jenuh dan

melepas panas laten. Pada daerah ini terjadi perubahan fase uap jenuh dan mixture menjadi cair jenuh.

16. Zona *Subcooling*

Setelah menjadi cair pada temperatur jenuh, kondensat akan didinginkan sampai keadaan *subcooled*. Zona ini dinamakan *subcooling zone* atau *drain cooling zone* dan tidak terjadi perubahan fase. Zona ini terletak sebelum posisi *drain* HPH atau sebelum di *throttle* ke HPH lain.

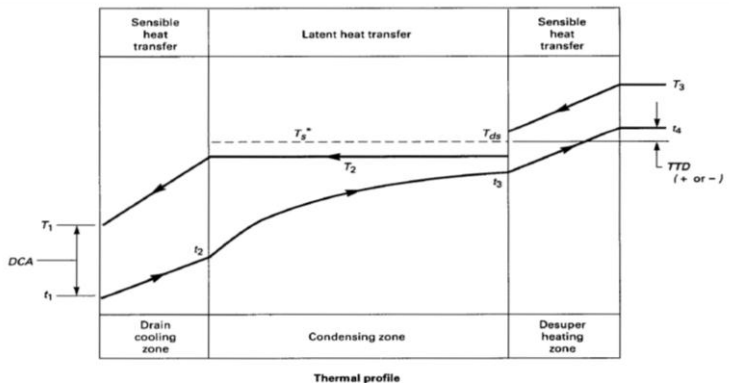
2.1.1.2. Zona Desuperheating



Gambar 2.3. Zona *desuperheating*

Zona *desuperheating* terbagi dalam dua region, yaitu *dry wall desuperheating* dan *wet wall desuperheating*. *Dry wall* adalah daerah *desuperheating* dengan kualitas uap yang kering, dengan adanya tetesan air dalam uap akan menurunkan entalpi penguapan aktual, dan juga akan mengakibatkan pembentukan kerak pada dinding pipa dan permukaan perpindahan panas. Sedangkan *wet wall* adalah daerah transisi antara *desuperheating* dan *condensing*. Pada

daerah ini resiko terjadinya erosi sangat besar, karena mulai timbul titik-titik air, sedangkan gelembung-gelembung uap sisa *desuperheat* masih ada dalam jumlah cukup banyak, yang menimbulkan uap tubrukan pada zona transisi. Hal ini sangat tidak menguntungkan karena uap tubrukan dapat mengikis permukaan dinding *tube*, sehingga terjadi erosi. Untuk menghindari hal tersebut, temperatur dinding *tube* dari akhir *dry wall* zona *desuperheating* dijaga 0,5°C kurang dari temperatur *dew point* dari uap air Atau dengan sedikit *residual superheat* untuk memperbaiki kondisi *dry wall* pada *desuperheating zone outlet* dan untuk mencegah erosi *tube bundle*. Dalam merancang *feedwater* pada penelitian ini digunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas.



Gambar 2.4. Three Zones Closed Feedwater Heater

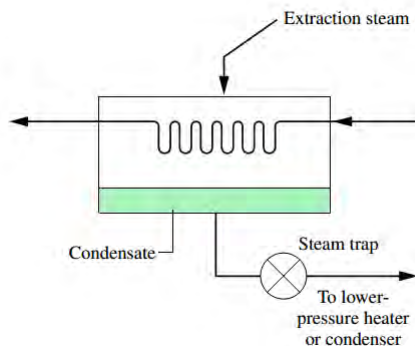
Keterangan:

TTD = *Terminal Temperature Difference*, perbedaan antara temperatur saturasi masuknya *extraction steam* dan temperatur keluar *feedwater*.

DCA = *Drain Subcooler Approach*, perbedaan temperatur antara temperatur *drain* yang meninggalkan sisi *shell* dan temperatur masuk *feedwater heater* di sisi *tube*.

2.1.2. Analisa Termodinamika

Pada gambar 2.5 menunjukkan cara untuk mengeluarkan kondensat dari *closed feedwater heater*. Kondensat dialirkan melalui sebuah perangkat ke dalam pemanas air yang dioperasikan pada tekanan lebih rendah atau ke dalam kondenser. Perangkat adalah sejenis katup yang mengalirkan cairan hanya ke daerah yang bertekanan lebih rendah



Gambar 2.5 *Closed Feedwater Heater*

2.1.3. Analisa Perpindahan Panas

Perpindahan panas pada daerah *desuperheating* adalah kondisi *superheated* ke uap jenuh dengan arah aliran fluida *counter flow*. Distribusi temperatur fluida panas dan dingin yang mengalir berlawanan dengan perhitungan ΔT_{LM} sebagai berikut :

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots\dots\dots (2.1)$$

2.1.3.1. Analisa Perpindahan Panas dengan Metode LMTD (Log Mean Temperature Difference)

Untuk merancang suatu heat exchanger dan untuk Mengetahui total area permukaan yang dikenai panas maka perlu ditentukan besarnya temperatur fluida masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total dan data-data lain yang mendukung. Data-data tersebut dapat dicari dengan menggunakan keseimbangan energi antara fluida panas dan fluida dingin dengan mengabaikan perpindahan panas yang terjadi ke lingkungan, perubahan energi kinetik dan potensial dan fluida dianggap *steady flow* sehingga didapatkan persamaan :

$$q = \dot{m}c_p(T_i - T_o) \dots\dots\dots (2.2)$$

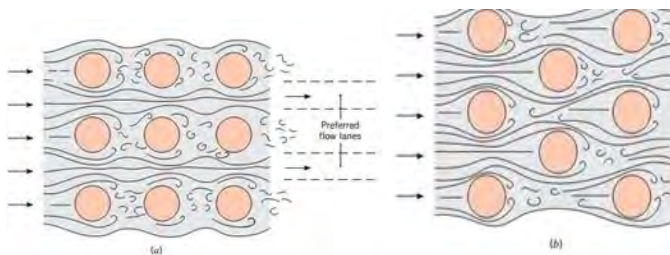
$$q = UF\Delta T_{LM} \dots\dots\dots (2.3)$$

Sedangkan nilai F merupakan nilai faktor koreksi terhadap ΔT_{LM} akibat jumlah *tube passes* pada sisi *shell*. F merupakan fungsi dari temperatur kedua fluida. Dengan menghitung variabel P dan R, maka akan didapat nilai F dari grafik LMTD *correction factor*. Properties fluida dapat dicari dengan mengetahui temperatur fluida sehingga laju perpindahan panas dapat dihitung. Setelah didapatkan koefisien

perpindahan panas, ΔT_{LM} dan nilai F , luas permukaan yang dikenai panas dapat diperoleh.

2.1.3.2. Perpindahan Panas Sisi Shell

Proses perpindahan panas sisi *shell* pada masing-masing zona dianalisa berdasarkan analisa aliran fluida *external* melintasi tube *banks*. Ada dua jenis susunan *tube*, yaitu *aligned* dan *staggered* yang terlihat pada gambar 2.6



Gambar 2.6

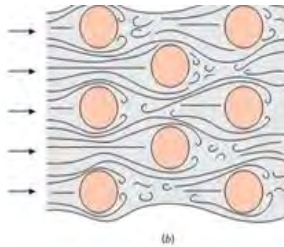
Aliran fluida melintasi susunan *tube aligned* dan *staggered*

Untuk susunan *staggered*, nilai koefisien perpindahan panas konveksi bergantung pada turbulensi aliran. Tingkat turbulensi aliran dipengaruhi oleh susunan *tube banks* yang dilalui oleh fluida dan jumlah baris *tube*. *Tube* baris pertama akan bertindak sebagai *turbulent grid* sehingga aliran fluida akan bertumbukan dengan *tube* baris pertama sehingga akan menghasilkan aliran *turbulen* pada baris *tube* selanjutnya dan dapat meningkatkan koefisien perpindahan panas konveksi pada *tube* baris selanjutnya. Perpindahan panas pada fluida yang melintasi *tube banks* akan stabil (perubahan koefisien perpindahan panas yang terjadi kecil) setelah *tube* baris keempat atau kelima. Analisa perpindahan panas pada masing-masing zona adalah:

- *Desuperheating Zone* dan *Subcooling Zone*

Pada susunan *tube staggered*, karakteristik kecepatan fluida dan T_{∞} akan dipengaruhi oleh diameter *tube* (D), jarak transversal (ST) dan longitudinal (SL) yang diukur dari pusat *tube*. Pada susunan *tube* pada gambar maka kecepatan maksimum fluida dapat terjadi pada luasan A1 maupun A2. Untuk mengetahuinya, digunakan persamaan berikut untuk mengetahui kecepatan maksimum pada A2,

$$2(S_D - d_0) < (S_T - d_0) \dots \dots \dots (2.4)$$



Gambar 2.7 Susunan *tube staggered*

Maka untuk menghitung V_{max}

$$V_{max} = \frac{ST}{2(S_D - d_0)} V_s \dots \dots \dots (2.5)$$

Bila syarat tersebut tidak terpenuhi, maka kecepatan maksimum terjadi pada luasan A1 dan V_{max} dapat dihitung dengan persamaan:

$$V_{max} = \frac{ST}{S_T - d_0} V_s \dots \dots \dots (2.6)$$

Setelah didapatkan nilai V_{max} , *Reynolds Number* dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$Re_D = \frac{\rho_{zona} V_{max} d_0}{\mu_{zona}} \dots \dots \dots (2.7)$$

Nilai Re ini digunakan untuk menghitung nilai *Nusselt Number* yang digunakan untuk menghitung nilai koefisien konveksi daerah *desuperheating*. Untuk fluida yang mengalir melintasi *tube bundle* yang tersusun 20 atau lebih baris digunakan persamaan berikut [7]:

$$Nu_{D_s} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (2.8)$$

Pr_s didapat dari properties temperatur surface. Untuk koefisien C dan m didapatkan dari tabel 2.1 berikut ini:

Tabel 2.1 Konstanta Persamaan 2.9 untuk aliran melewati tube banks dengan jumlah baris ≥ 20

CONFIGURATION	$Re_{D,max}$	C	m
Aligned	$10 - 10^2$	0,8	0,4
Staggered	$10 - 10^2$	0,9	0,4
Aligned	$10 - 10^3$	Aproximate as a single (isolated) cylinde	
Staggered	$10 - 10^3$		
Aligned	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,27	0,63
($ST/SL < 0,7$)			
Staggered	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0,35 (S_T/S_L)^{1/5}$	0,6
($ST/SL < 2$)			
Staggered	$10^3 - 2 \times 10^5$	0,4	0,6
($ST/SL > 2$)			
Aligned	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,021	0,84
Staggered	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,022	0,84

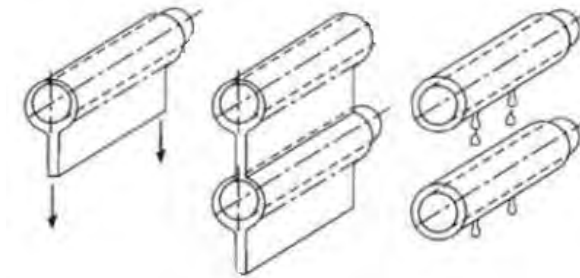
Koefisien konveksi

$$ho_{zona} = \frac{Nu_{D,kzona}}{d_o} \dots\dots\dots(2.9)$$

- *Zona Condensing*

Zona Condensing merupakan daerah terbesar pada sisi *shell*, daerah ini merupakan terjadinya perubahan fase dari uap jenuh ke cair jenuh. Perpindahan panas pada daerah *condensing* dianalisa berdasarkan lapisan kondensasi pada sistem radial pada horizontal *tube* seperti pada gambar 2.9. Pada perancangan kali ini digunakan pendekatan deretan tegak lurus bertingkat dari horizontal *tube* dengan *continous condensate*. Rata – rata koefisien konveksi untuk susunan *tube* vertikal dari N horizontal *tube* adalah ,

$$h_{kondensasi} = 0,729 \left[\frac{g\rho_1(\rho_1-\rho_2)k_1^3h'_{fg}}{N_L\mu_1(T_{sat}-T_s)d_o} \right]^{1/4} \dots\dots\dots(2.10)$$



Gambar 2.8. Lapisan Kondensasi

h'_{fg} dapat dicari melalui persamaaan berikut

$$h'_{fg} = h_{fg} (1+Ja) \dots\dots\dots(2.11)$$

Jacob number dapat dihitung melalui persamaan berikut,

$$Ja = \frac{c_{p,1}(T_{sat}-T_s)}{h_{fg}} \dots\dots\dots (2.12)$$

2.1.3.3. Perpindahan Panas Sisi *Tube*

Perpindahan panas pada sisi *tube* dianalisa sebagai *internal flow in circular tube*. Nilai local *Nusselt Number* untuk aliran *fully developed (hydrodinamically dan thermally)* dengan tipe aliran turbulen pada *smooth circular tube* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan *Dittus -Boelter* [7] sebagai berikut,

$$Nu_D = 0,023 Re_{D,tube}^{4/5} Pr_{tube}^n \dots\dots\dots (2.13)$$

dimana,

$n = 0,4$ untuk heating ($T_s > T_m$)

$n = 0,3$ untuk cooling ($T_s < T_m$)

properties fluida diukur pada T_m (*mean temperature*)

Terlebih dahulu mencari nilai *Reynolds Number* dari persamaan berikut,

$$Re_{D,tube} = \frac{\rho_c V_{tube} d_1}{\mu_c} \dots\dots\dots (2.14)$$

Sedangkan koefisien konveksi dihitung dari persamaan berikut ini,

$$h_{i,tube} = \frac{Nu_{tube} k_c}{d_i} \dots\dots\dots (2.15)$$

BAB 3

METODOLOGI PERANCANGAN

Re-design high pressure heater pada tugas akhir ini digunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas dalam bentuk perhitungan koefisien *overall heat transfer*(U), metode LMTD, perhitungan *Nusselt Number*, dan perhitungan unjuk kerja *heat exchanger* pada daerah *desuperheating*. Desain tersebut meliputi besarnya luas bidang perpindahan panas efektif, dimensi *tube*, dimensi *baffle* dan dimensi *shell*.

3.1. Data – Data

Data –data yang digunakan untuk melakukan *re-design high pressure heater* didapatkan dari data operasi pada saat MCR (*Maximum Capacity Rate*) HPH 4 milik PLTU Gresik. Sedangkan beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah-langkah perancangan alat. Data-data pendukung diambil dari *textbook Fundamental Engineering of Thermodynamics*, Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro. *Textbook Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, Sadik Kakac dan Hongtan Liu, *Textbook Heat Exchanger Design Handbook*, T. Kuppan, dan sumber –sumber relevan lainnya.

3.2. Analisa Termodinamika

Control volume pada HPH 4 dapat ditunjukkan pada gambar 3.1. pada sisi *shell* mengalir dua fluida panas yang bercampur, yaitu uap *extraction* dari turbin dan *drain* dari HPH 5. *Feedwater* mengalir di sisi *tube* untuk menyerap panas dari fluida panas.

Dapat disimpulkan *balance energy* pada HPH dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$q \text{ hot} = q \text{ cold}$$

$$[(\dot{m}_{d5}h_{d5})+(\dot{m}_s h_s)] - [(\dot{m}_{d5}+\dot{m}_s)h_{d4}] = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{co}-T_{ci}) \dots\dots\dots (3.1)$$

Jika tidak terjadi *balance energy* maka kemungkinan terjadi *losses* atau pun keadaan *irreversibel*. Dari data-data yang ada didapatkan. Dapat dianalisa laju perpindahan panas masing-masing zona. Analisa termodinamika pada masing – masing zona adalah sebagai berikut,

1. Analisa termodinamika pada daerah *desuperheating*:

$$Q_{desuperheating} = \dot{m}_s(h_s - h_g) \dots\dots\dots (3.2)$$

2. Analisa termodinamika pada daerah *condensing*:

$$Q_{condensing} = ((\dot{m}_{d5x}) + \dot{m}_s)(h_g - h_f) \dots\dots\dots (3.3)$$

3. Analisa termodinamika pada daerah *subcooling*:

$$Q_{subcooling} = ((\dot{m}_{d7} + \dot{m}_s)(h_f - h_{ho}) \dots\dots\dots (3.4)$$

Sehingga dapat dirumuskan *balance energy* pada daerah *desuperheating* adalah sebagai berikut:

$$q \text{ hot} = q \text{ cold}$$

$$\dot{m}_s(h_s - h_g) = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{co} - T_{x2}) \dots\dots\dots (3.5)$$

3.3. Analisa Perpindahan Panas

Arah aliran perpindahan panas pada high pressure heater adalah aliran *counter flow*, sehingga dalam perumusan metode LMTD dapat dituliskan sebagai berikut,

Daerah *desuperheating*,

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{hi}-T_{co})-(T_{sat}-T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi}-T_{co})}{(T_{sat}-T_{x2})}} \dots\dots\dots (3.6)$$

Daerah *condensing*,

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(T_{sat}-T_{x2})-(T_{sat}-T_{x1})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{x2})}{(T_{sat}-T_{x1})}} \dots\dots\dots (3.7)$$

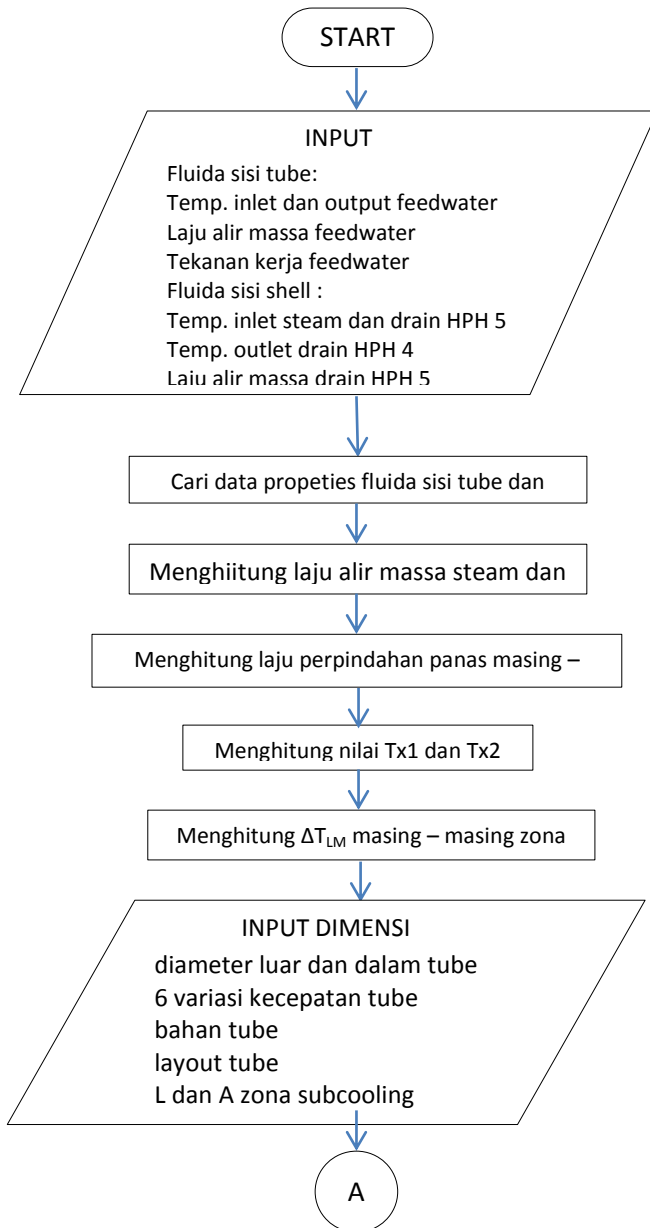
Daerah *subcooling*,

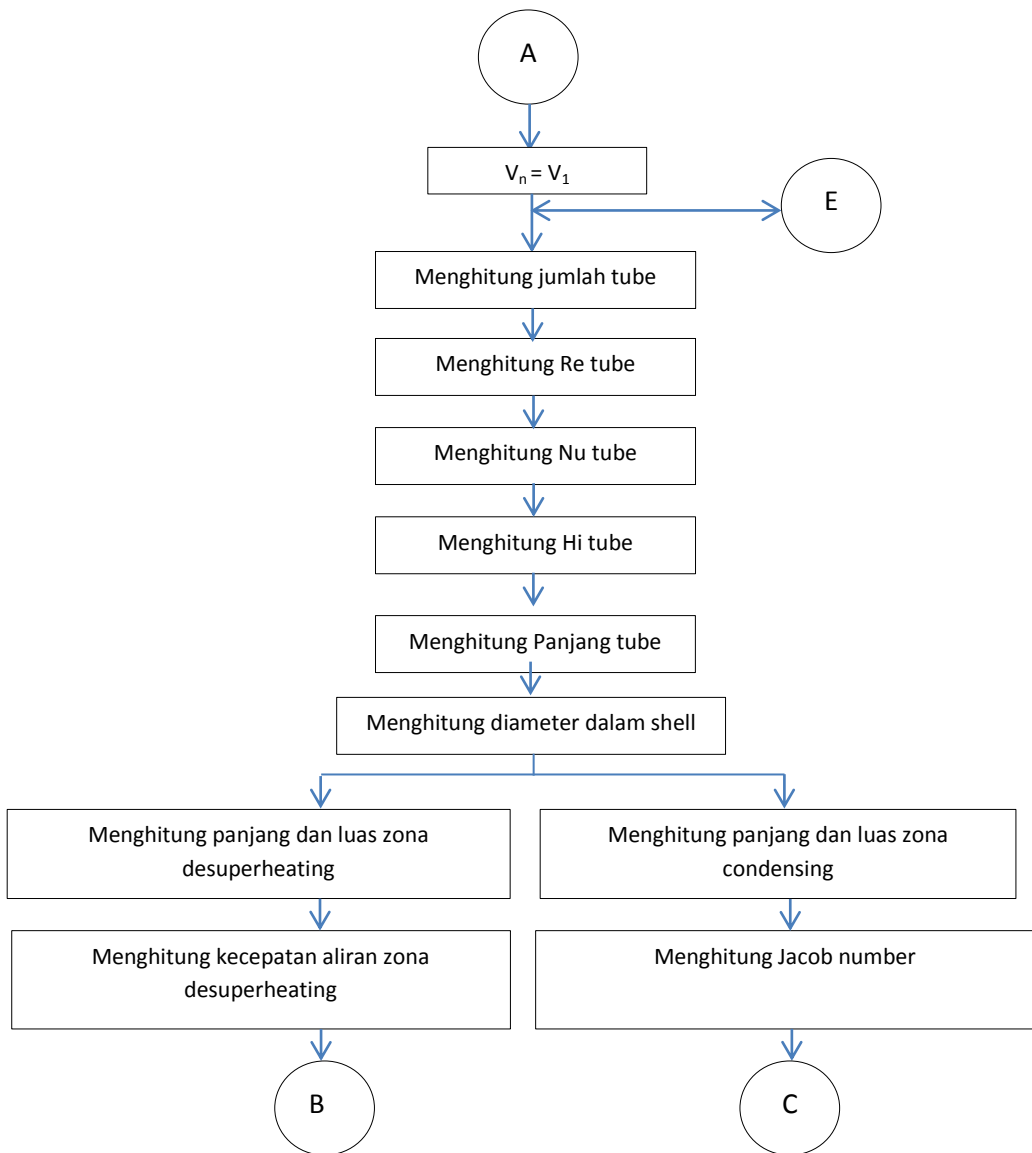
$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(T_{sat}-T_{x1})-(T_{co}-T_{ci})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{x1})}{(T_{co}-T_{ci})}} \dots\dots\dots (3.8)$$

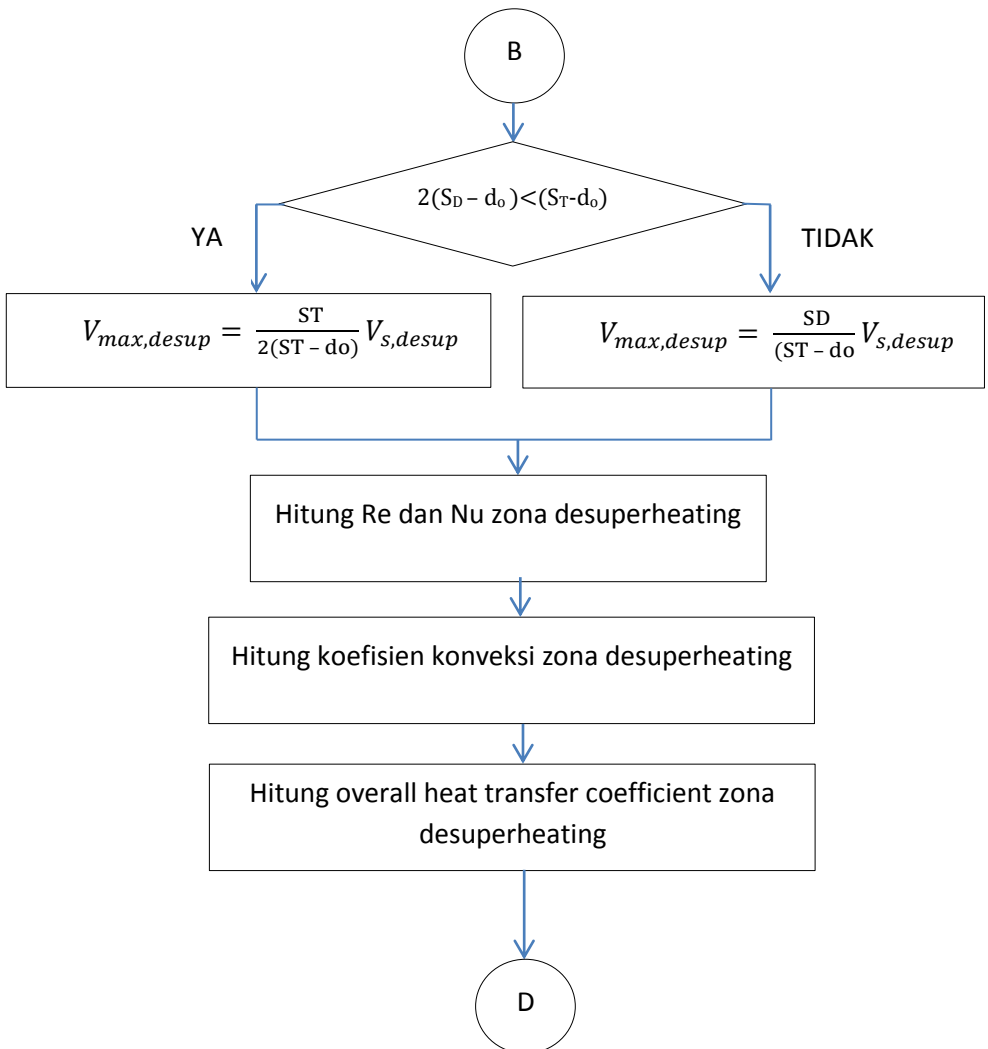
Setelah melakukan analisa termodinamika dan membagi *feedwater heater* menjadi tiga zona serta menentukan kondisi awal dari desain *feedwater heater*, dapat dilakukan langkah-langkah perhitungan *feedwater heater* sehingga nantinya didapatkan dimensi dan karakteristik dari *feedwater heater*.

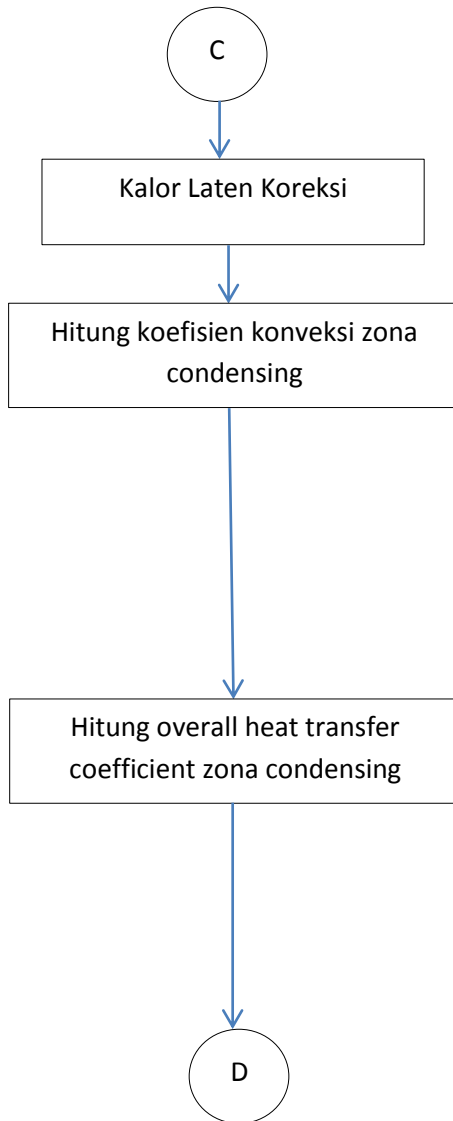
3.4. Flow Chart Perancangan Feedwater Heater

a. Variasi Kecepatan *Tube*



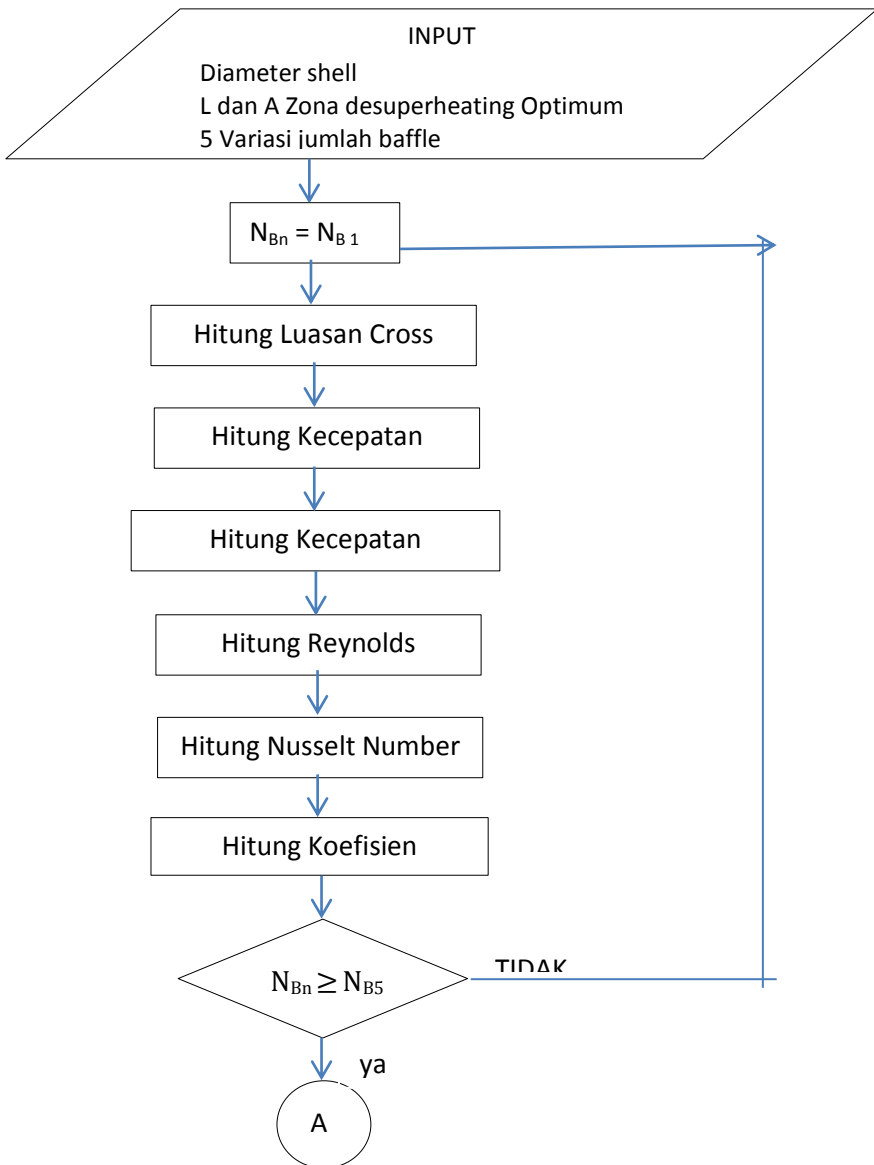


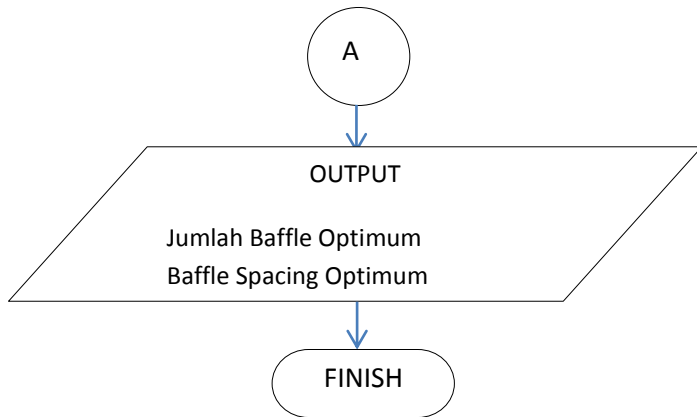






b. Variasi Jumlah *Baffle* Pada Zona *Desuperheating*



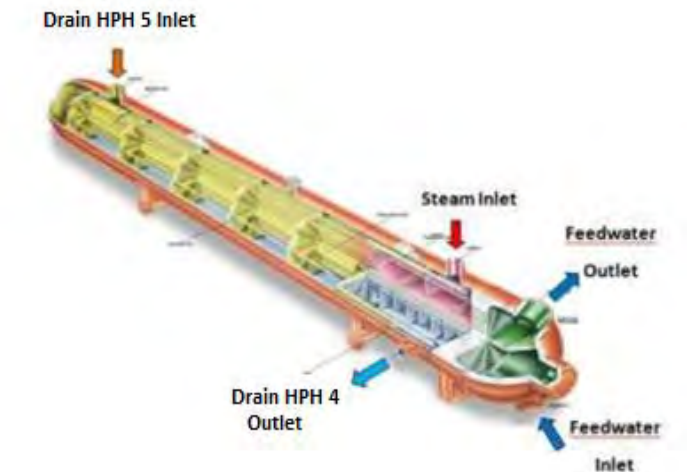


BAB 4

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1. Analisa Termodinamika

Control volume pada HPH 4 dapat ditunjukkan pada gambar 4.1. pada sisi shell mengalir dua fluida panas yang bercampur, yaitu steam extraction dari turbin dan drain dari HPH 5. Feedwater mengalir di sisi tube untuk menyerap panas dari fluida panas.



Gambar 4.1 Control Volume HPH 4

Dalam proses re-design perlu adanya data-data awal sebagai inputan. Data-data awal ini berupa tekanan, temperature, laju aliran masa fluida baik sisi shell maupun sisi tube. Data-data awal yang digunakan adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1. Properties Fluida

Properties Fluida		Shell			Tube	
		Inlet		Outlet	Inlet	Outlet
		Steam	Drain HPH 5	Drain HPH 4	Feedwater	
Laju maassa alir (kg/s) (\dot{m})		\dot{m}_s	5,736	\dot{m}_{d4}		108,05
Tekanan (kg/cm²) (P)				7		112,16
Temperatur (T) (°C)		520	198.3	165	168,5	204,3
Entalphi (kJ/kg) (h)		3447,7	844.84	697,22		1407,6
Pressure Drop yang diijinkan (kg/cm²)				0,461		

Dari data-data yang dianalisa *balance energy* HPH 4 sisi *shell* untuk mencari besarnya laju aliran massa *steam* sebagai berikut :

$$q \text{ hot} = q \text{ cold}$$

$$[(\dot{m}_{d5}h_{d5}) + (\dot{m}_s h_s)] - [(\dot{m}_{d5} + \dot{m}_s)h_{d4}] = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{co} - T_{ci})$$

$$\begin{aligned}
& \left[\left(5,736 \frac{kg}{s} 844,84 \frac{kJ}{kg} \right) + \left(\dot{m}_{si} 3447,7 \frac{kJ}{kg} \right) \right] \\
& - \left[\left(5,736 \frac{kg}{s} + \dot{m}_{si} \right) 697,22 \frac{kJ}{kg} \right] \\
& = 375 \frac{kg}{s} 4,33 \frac{kJ}{kgK} (479 - 439)K \\
& \dot{m}_s = 23,31 \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

Sedangkan besarnya laju alir massa drain HPH 4 dapat dicari dengan balance massa berikut :

$$\dot{m}_{outlet} = \dot{m}_{inlet}$$

$$\dot{m}_s + \dot{m}_{d5} = \dot{m}_{d4}$$

$$23,31 \frac{g}{s} + 5,736 \frac{kg}{s} = 29,04 \frac{kg}{s}$$

Dari perhitungan di atas juga dapat dianalisa laju perpindahan panas masing-masing zona. Dengan melakukan interpolasi table A.1. sifat air jenuh (10), didapatkan properties fluida jenuh sebagai berikut :

$$P_{shell} = 24 \text{ kg/ cm}^2$$

$$T_{sat} = 235,7^{\circ}\text{C} = 508,7 \text{ K}$$

$$h_f = 1017,0126 \text{ kJ/ kg}$$

$$h_g = 2.803,886 \text{ kJ/ kg}$$

$$c_{p,f} = 4,72 \text{ kJ/ kg}$$

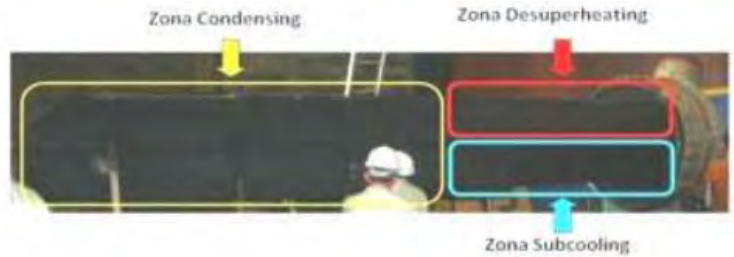
$$c_{p,g} = 3,44 \text{ kJ/ kg}$$

Analisa termodinamika pada masing-masing zona adalah sebagai berikut :

- Laju perpindahan panas zona desuperheating

$$q_{desup} = \dot{m}_s (h_s - h_g)$$

$$\begin{aligned}
 q_{desup} &= 23,31 \frac{kg}{s} \left(3.447,7 \frac{kJ}{kg} - 2.803,886 \frac{kJ}{kg} \right) \\
 &= 15.007,30 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$



Gambar 4.2 Pembagian Zona HPH 4

- Laju perpindahan panas zona condensing

$$x = \frac{h_{d5} - h_f}{h_g - h_f} = \frac{844,84 - 1017,0126}{2803,886 - 1017,0126} = -0,09635$$

$$q_{cond} = ((\dot{m}_{d5}x) + \dot{m}_s) (h_g - h_f)$$

$$\begin{aligned}
 q_{cond} &= \left(\left(5,736 \frac{kg}{s} (-0,09365) \right) + 23,31 \frac{kg}{s} \right) (2.803,886 \\
 &\quad - 1.017,0126) \frac{kJ}{kg} = 40.664,99 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

- Laju perpindahan panas zona subcooling

$$q_{sub} = ((\dot{m}_{d5} + \dot{m}_s) (h_f - h_{ho}))$$

$$\begin{aligned}
 q_{sub} &= \left(5,736 \frac{kg}{s} + 23,31 \frac{kg}{s} \right) (1.017,0126 - 697,22) \frac{kJ}{kg} \\
 &= 9.288,69 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

- Laju perpindahan panas sisi shell

$$q_{\text{shell}} = q_{\text{desup}} + q_{\text{cond}} + q_{\text{sub}}$$

$$q_{\text{shell}} = (15.007 + 40,664,99 + 9.288,69) \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$= 64.960,98 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

- Perhitungan laju perpindahan panas sisi tube (fluida dingin)

$$q_{\text{cold}} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

$$q_{\text{cold}} = 108,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (479 - 439) \text{K}$$

$$= 18.714,26 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

4.2. Analisa perpindahan panas dengan menggunakan metode LMTD

Secara umum, arah aliran perpindahan panas pada HPH 4 adalah cross flow. Perhitungan ΔT_{LM} masing-masing zona dapat dihitung setelah diketahui nilai T_{X1} dan T_{X2} . T_{X1} dan T_{X2} .

Nilai T_{X1}

$$q_{\text{sub}} = \dot{m}_{\text{ci}} c_{p,c} (T_{\text{x1}} - T_{\text{ci}})$$

$$9.288,69 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 108,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} (T_{\text{x1}} - 439) \text{K}$$

$$T_{\text{x1}} = 439 \text{ K} + \frac{9.288,69 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{108,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,33 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}} = 458,85 \text{ K}$$

Nilai T_{x2}

$$q_{desup} = \dot{m}_{ci} c_{p,c} (T_{co} - T_{x2})$$

$$15.007,30 \frac{kJ}{s} = 108,05 \frac{kg}{s} 4,33 \frac{kJ}{kgK} (479 - T_{x2})K$$

$$T_{x2} = 479 K - \frac{15.007,30 \frac{kJ}{s}}{108,05 \frac{kg}{s} 4,33 \frac{kJ}{kgK}} = 446,92 K$$

Dari HPH 4 dapat dilihat bahwa pada sisi *shell* terjadi perubahan fasa uap menjadi cair, sedangkan pada sisi *tube* tidak mengalami perubahan fasa, hanya mengalami perubahan temperature dapat dihitung ΔT_{LM} tiap zona sebagai berikut :

- ΔT_{LM} zona desuperheating

$$\begin{aligned} \Delta T_{LM,desup} &= \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{sat} - T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{sat} - T_{x2})}} \\ \Delta T_{LM,desup} &= \frac{(793 - 479)K - (508,7 - 446,92)K}{\ln \frac{(793 - 479)K}{(508,7 - 446,92)K}} \\ &= 155,13 K \end{aligned}$$

- ΔT_{LM} zona Condensing

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(T_{sat} - T_{x2}) - (T_{sat} - T_{x1})}{\ln \frac{(T_{st} - T_{x2})}{(T_{sat} - T_{x1})}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(508,7 - 446,92)K - (508,7 - 458,85)K}{\ln \frac{(508,7 - 446,92)K}{(508,7 - 458,85)K}}$$

$$= 55,74 K$$

- ΔT_{LM} zona subcooling

$$\Delta T_{LM, subcool} = \frac{(T_{sat} - T_{x1}) - (T_{co} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{sat} - T_{x1})}{(T_{co} - T_{ci})}}$$

$$\Delta T_{LM, subcool} = \frac{(508,7 - 458,85)K - (479 - 439)K}{\ln \frac{(508,7 - 458,85)K}{(479 - 439)K}} = 100,81K$$

4.2.1. Analisa perpindahan panas internal

Pada perpindahan panas internal, akan divariasikan kecepatan feedwater (kecepatan sisi *tube*). Variasi kecepatan *tube* yang didapatkan sebesar $1,799 \frac{m}{s}$. Sebelum menghitung perpindahan panas internal, perlu dihitung dimensi tube terlebih dahulu sebagai berikut,

4.2.1.1. Koefisien konveksi sisi tube

a. Perhitungan dimensi tube

Dimensi *tube* diperoleh dari data HPH 4 beroperasi pada $112,16 \text{ kg/cm}^2$. Bahan tube yang digunakan adalah carbon steel.

$$d_{o,tube} = 0,016 \text{ m} = 0,6299 \text{ in}$$

$$\text{tebal tube} = 0,0018 \text{ m} = 0,070866 \text{ in}$$

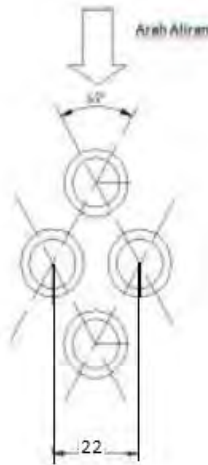
Dari table A.2 dimensional data for commercial tubing (8) didapat $d_{i,tube} = 0,481 \text{ in} = 0,012 \text{ m}$ dengan pendekatan tebal tube sebesar $0,072 \text{ in}$. Sedangkan nilai

koefisien konduksi dinding tube dapat dicari dengan menggunakan temperature surface tube sebagai berikut :

$$T_f = \frac{\frac{(T_{ci} + T_{co})}{2} + \frac{(T_{hi} + T_{ho})}{2}}{2}$$

$$T_f = \frac{\frac{(439 + 479)}{2} + \frac{(793 + 438)}{2}}{2} = 537,25 \text{ K}$$

Sehingga dari table A.4 thermophysycal Properties of Selected Metallic Solid (7) dengan bahan tube carbon steel didapat harga $k_{\text{tubewall}} = 52,64 \text{ W/mK}$. Layout yang digunakan dalam perancangan adalah sebagai berikut,



Gambar 4.3 layout tube

$$S_T = 22 \text{ mm} = 0,022 \text{ m}$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + S_r^2} = \sqrt{(22 \text{ mm})^2 + (19,02 \text{ mm})^2} \\ = 29.08 \text{ mm}$$

$$S_L = 19,02 \text{ mm} = 0,01902 \text{ m}$$

$$P_r = \frac{S_r}{d_0} = \frac{0,022 \text{ m}}{0,01588 \text{ m}} = 1,385$$

$$P_L = \frac{S_L}{d_0} = \frac{19,02 \text{ m}}{0,01588 \text{ m}} = 1,2$$

b. Perhitungan jumlah tube

Sebelum menghitung jumlah tube terlebih dahulu harus mengetahui properties fluida yang mengalir di sisi tube dengan menggunakan temperature rata-rata serta mengetahui kecepatan tube yang digunakan. Dengan $T_{\text{mean}} = 459 \text{ K}$ dan $P = 197 \text{ kg/cm}^2$ didapatkan properties fluida sebagai berikut (7).

$$T_{\text{mean,tube}} = \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} = \frac{(439 + 479)K}{2} = 459 \text{ K}$$

$$\rho_c = 892,54 \text{ kg/cm}^3$$

$$\mu_c = 149 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

$$Pr_c = 0,948$$

$$k_c = 685,79 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$C = S_T - d_0 = 0,022 \text{ m} - 0,016 \text{ m} = 0,006 \text{ m}$$

Jumlah *tube* dengan kecepatan *feedwater* 1,79 m/s dapat dihitung dengan rumus :

$$N_t = \frac{\dot{m}_c}{\rho_{tc} v_{tube} 1/4 \pi d_i^2}$$

$$N_t = \frac{108,05 \text{ kg/s}}{892,54 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 1,79 \frac{\text{m}}{\text{s}} \frac{1}{4} \pi (0,012 \text{ m})^2} = 598,0185$$

$$\approx 598$$

Panjang *tube* :

$$L_{\text{tube}} = 12,36 \text{ m}$$

Koefisien konveksi dapat dihitung dengan mengetahui *Reynolds Number* dan *Nuselt Number* terlebih dahulu.

- *Reynolds Number*

$$Re_{D,\text{tube}} = \frac{\rho_c V_{\text{tube}} d_1}{\mu_c}$$

$$Re_{D,\text{tube}} = \frac{892,54 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} 1,79 \frac{\text{m}}{\text{s}} 0,012 \text{ m}}{149 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}^2}{\text{m}}}$$

$$= 1,287 \times 10^5$$

- *Nuselt Number*

$$Nu_D = 0,023 Re_{D,\text{tube}}^{4/5} Pr_{\text{tube}}^{0,4}$$

$$Nu_D = 0,023 (1,287 \times 10^5)^{4/5} (0,948)^{0,4} = 275,49$$

- Koefisien Konveksi

$$hi_{\text{tube}} = \frac{Nu_{\text{tube}} k_c}{d_i}$$

$$hi_{\text{tube}} = \frac{275,49 \times 685,76 \times 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,012 \text{ m}}$$

$$= 18.744,02 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

4.2.2. Analisa Perpindahan Panas Eksternal

Analisa perpindahan panas *external* dipengaruhi oleh *baffle spacing* pada tiap-tiap zona. Analisa perpindahan panas *external* HPH 4 akan difokuskan pada zona *desuperheating*. Zona *condensing* juga akan dihitung. Sebelum menghitung panas *external* perlu diketahui terlebih

dahulu diameter *inner shell*. Luasan perpindahan panas, panjang masing-masing zona dsb. Berikut ini adalah contoh perhitungan panas *external* HPH 4 dengan kecepatan *feedwater* yang digunakan 1,79 m/s.

Perhitungan Diameter Inner Shell

Perhitungan diameter dalam shell dipengaruhi jumlah *tube* dan layout *tube*. Diameter dalam *shell* dapat diperoleh dengan [8],

CTP = 0,9 (*two tube passes*)

CL = 0,87 (untuk layout *tube* 30⁰ dan 60⁰)

$$ID_{shell} = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \left[\pi d_0^2 \left(\frac{S_r}{d_0} \right)^2 N_t \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$ID_{shell} = 0,637 \sqrt{\frac{0,87}{0,9}} \left[\pi (0,016m)^2 \left(\frac{0,022m}{0,016m} \right)^2 598 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$= 0,4 m$$

Overall heat transfer coefficient (U) asumsi

Sebelum menghitung luasan perpindahan panas, perlu diasumsikan besarnya *Overall heat transfer coefficient* masing-masing zona. U asumsi masing-masing zona ditentukan berdasarkan fluida yang mengalir pada zona tersebut, dapat ditunjukkan pada table 4.5 [8].

Tabel 4.2. Overall Heat Transfer Koefisien Asumsi Untuk Analisa Awal

Fluida	U (W/ m ² K)
Water to water	1300 – 2500
Steam to water	2200 – 3500
Condenses : steam/ water	1000 – 4000

Untuk analisa awal, digunakan nilai U asumsi paling kecil, kemudian dilakukan proses iterasi sampai diperoleh error terkecil. Error dihitung dengan rumus

$$\frac{U_{asumsi} - U_{koreksi}}{U_{koreksi}} \leq 0,01$$

Berikut ini perhitungan perpindahan external masing-masing zona.

4.2.2.1. Perpindahan Panas pada Zona Desuperheating

Zona *desuperheating* adalah zona dimana *steam extraction* turbin didinginkan sampai temperature uap jenuh. Letak zona *desuperheating* pada HPH 4 dapat dilihat pada gambar 4.4. Sebelum menghitung dimensi zona *desuperheating*, terlebih dahulu mencari properties fluida dengan $T_{film} = 537,25$ K dan $P = 24$ kg/ cm² didapatkan table A.9 [16],

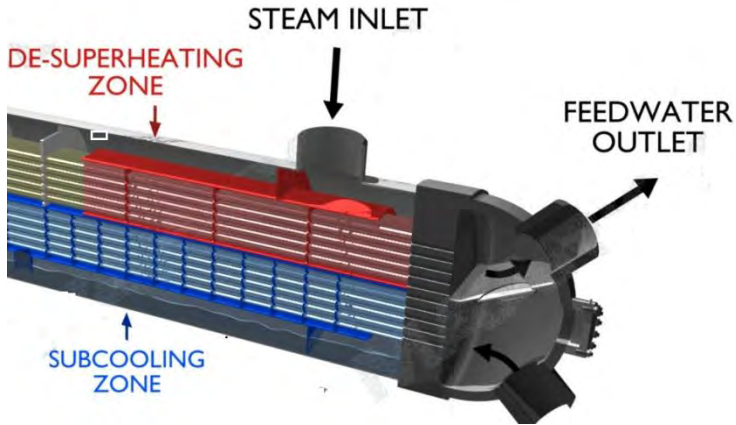
$$T_{s,desup} = \frac{T_{hi} + T_{x2}}{2} = \frac{793\text{ K} + 446,92\text{ K}}{2} = 619,96\text{ K}$$

$$\rho_{desup} = 7,07\text{ kg/ cm}^3$$

$$\mu_{desup} = 21,3 \times 10^{-6}\text{ Ns/m}^2$$

$$Pr_{desup} = 0,9861$$

$$k_{desup} = 48,4 \times 10^{-3}\text{ W/mK}$$



Gambar 4.4 Zona *desuperheating*

Luasan perpindahan panas *desuperheating* (A_{desup})

$$A_{desup} = \frac{q_{desup}}{U_{as,desup} F \Delta T_{LM\ desup}}$$

$$A_{desup} = \frac{15.007,30\ kJ/s}{2.244\ W_{m^2K} (0,995) 155,13K} = 46,332\ m^2$$

Panjang *desuperheating* (L_{desup})

$$L_{desup} = \frac{A_{desup}}{\pi d_o N_t}$$

$$L_{desup} = \frac{46,332\ m^2}{\pi (0,016\ m) (598)} = 1,54\ m$$

- Koefisien konveksi zona *desuperheating*

Luasan cross flow *desuperheating* dengan satu baffle ($A_{s,desup}$)

$$A_{s,desup} = \frac{ID_{shell} L_{desup}}{N_B + 1}$$

$$A_{s,desup} = \frac{0,4\ m (1,54\ m)}{2} = 0,308\ m^2$$

Kecepatan Stream ($V_{s, desup}$)

$$V_{s,desup} = \frac{\dot{m}_s}{\rho_{desup} A_{s,desup}}$$

$$V_{s,desup} = \frac{23,31 \text{ kg/s}}{7,07 \text{ kg/cm}^3 0,308 \text{ m}^2} = 10,74 \text{ m/s}$$

Kecepatan maksimum ($V_{\max, desup}$)

Untuk mengecek kecepatan maksimum pada daerah A_1 atau A_2 perlu dicek dengan rumus sebagai berikut ,

$$2 (S_D - d_o) < (S_T - d_o)$$

$$2 (0,022 \text{ m} - 0,016 \text{ m}) < (0,022 \text{ m} - 0,016 \text{ m})$$

$$0.012 < 0,006$$

Maka kecepatan maksimum pada daerah A_1 , kecepatan maksimum dapat dihitung dengan,

$$V_{\max,desup} = \frac{S_T}{S_T - d_o} V_{s,desup}$$

$$V_{\max,desup} = \frac{0,022}{0,022 - 0,016} 10,74$$

$$V_{\max,desup} = 39,38 \text{ m/s}$$

Reynolds Number

$$Re_{D,\max,desup} = \frac{\rho_{desup} V_{\max,desup} d_o}{\mu_{desup}}$$

$$\begin{aligned} Re_{D\max,tube} &= \frac{7,07 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^3} 9,2 \frac{\text{m}}{\text{s}} 0,016 \text{ m}}{2,13 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}^2}{\text{m}}} \\ &= 488.593,42 \end{aligned}$$

Nusselt Number

Sebelum mencari *Nusselt Number*, perlu dicari nilai konstanta C dan m dengan tabel 2.1 serta nilai *Prandlt Number* dengan menggunakan temperatur *surface desuperheating* Nilai C dan m didapatkan dengan susunan *tube banks staggered*.

$$\frac{ST}{SL} = \frac{0,022 \text{ m}}{0,0192 \text{ m}} = 1,16$$

$$C = 0,35 \left(\frac{S_r}{S_L} \right)^{\frac{1}{5}}$$

$$C = 0,35 (1,16)^{1/5} = 0,36$$

$$m = 0,6$$

Nilai *Nusselt Number* dapat dihitung dengan,

$$Nu_{D,desup} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$\begin{aligned} Nu_{D,desup} &= 0,36 (488.593,42)^{0,6} (0,9861)^{0,36} \left(\frac{0,9861}{0,9039} \right)^{1/4} \\ &= 948,27 \end{aligned}$$

Koefisien Konveksi *desuperheating*

$$ho_{desup} = \frac{Nu_{D,desup} k_{desup}}{d_0}$$

$$\begin{aligned} ho_{desup} &= \frac{948,27 (48,4 \times 10^{-3}) W/mK}{0,016 \text{ m}} \\ &= 2.868,51 W/m^2K \end{aligned}$$

Overhall heat transfer coefficient (U_{desup})

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_1 h_1} + \frac{d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2 k_{tubewall}} + \frac{1}{h_{o,desup}}}$$

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{0,016}{0,016 (18.744,02)} + \frac{0,016 \ln \left(\frac{0,016}{0,012} \right)}{2 (52,64)} + \frac{1}{2.868,51}}$$

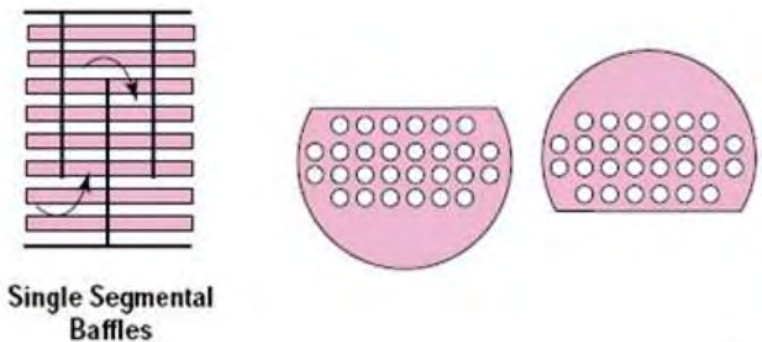
$$U_{desup} = 2.243,81 \text{ W/ m}^2 \text{ K}$$

Nilai Error

$$\frac{U_{as,desup} - U_{koreksi,desup}}{U_{koreksi,desup}} \leq 0,01$$

$$\frac{2.244 - 2.243,81}{2.243,81} \leq 0,01$$

- Koefisien Konveksi zona *desuperheating* akibat penambahan *baffle*



Gambar 4.5 Baffle Pada Zona Desuperheating

Setelah diketahui panjang zona *desuperheating* yang optimum, selanjutnya akan dicari besarnya perpindahan panas *external zona desuperheating* dengan variasi jumlah *baffle*. Jumlah *baffle* divariasikan berdasarkan besarnya *baffle spacing* sesuai referensi buku Sadic Kakac dan Hongtan Liu sebesar 0,4 dan 0,6 diameter shell. Sedangkan dari buku T. Kuppan *baffle spacing* optimum sebesar 40% - 50% diameter *shell*. Dari table A.6, TEMA mereferensikan *baffle spacing* maksimum sebesar 1,321 m dengan diameter luar *tube* 0,625 in. berikut perhitungan dengan *baffle spacing* sesuai referensi dari Sadic Kakac.

Jumlah *baffle* dapat dihitung dengan rumus :

$$N_B = \frac{L_{desup}}{B_s} - 1$$

$$N_B = \frac{1,54 \text{ m}}{0,6 (0,4 \text{ m})} - 1 = 5,41 \approx 5$$

$$B_s = \frac{L_{desup}}{N_B + 1} = \frac{1,54 \text{ m}}{6} = 0,25 \text{ m}$$

Setelah didapatkan besarnya *baffle spacing* dengan jumlah *baffle* 1 buah, didapatkan *baffle spacing* sebesar 0,77 m. hasil ini yang kemudian akan digunakan dalam menghitung perpindahan panas zona *desuperheating*.

Luasan *cross flow desuperheating* akibat penambahan *baffle* :

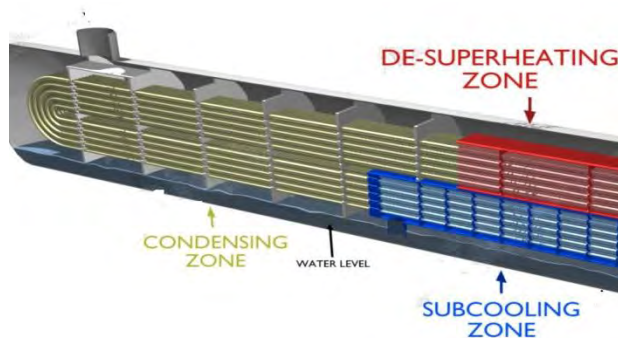
$$A_{s,desup} = \frac{ID_{shell} B_s}{N_B + 1}$$

$$A_{s,desup} = \frac{0,4 \text{ m} (0,25 \text{ m})}{6} = 0,0167 \text{ m}^2$$

Semakin banyak *baffle* yang digunakan pada zona *desuperheating* berdampak pada koefisien konveksi. Karena semakin banyak *baffle*, maka kecepatan aliran akan semakin besar dan aliran akan semakin turbulen/ berolak. Turbulensi aliran suatu fluida berakibat pada bertambahnya kemampuan mentransfer panas yang semakin besar. Dari hasil perhitungan, dipilih jarak optimum antar *baffle* sebesar 0,25 m dan jumlah *baffle* 5 buah dengan nilai koefisien konveksi yang besar

4.2.2.2. Perpindahan panas pada zona condensing

Zona *condensing* adalah zona dimana *steam extraction* turbin dan *drain* HPH mengalami kondensasi sampai temperature air jenuh dan melepas panas laten. Pada daerah ini terjadi perubahan fase uap jenuh dan *mixture* menjadi air jenuh. Letak zona *condensing* pada HPH 4 dapat dilihat pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 Zona Condensing

Luasan perpindahan panas *condensing* (A_{cond})

$$A_{cond} = \frac{q_{cond}}{U_{as,cond} F \Delta T_{LM,cond}}$$

$$A_{cond} = \frac{40.644,99 \text{ kJ/s}}{2.601,84 \text{ W/m}^2\text{K}(0,9303)55,74 \text{ K}} = 301,25 \text{ m}^2$$

Panjang *condensing* (L_{cond})

$$L_{cond} = \frac{A_{cond}}{\pi d_o N_t}$$

$$L_{cond} = \frac{301,25 \text{ m}^2}{\pi(0,016 \text{ m})598} = 10,02 \text{ m}$$

- Koefisien konveksi zona *condensing*

Perhitungan koefisien konveksi zona *condensing* berbeda dengan zona *desuperheating*. Perhitungan koefisien konveksi pada zona *condensing* menggunakan pendekatan lapisan kondensasi pada system radial pada zona *condensing*, terlebih dahulu mencari properties fluida. Dari table A.3. *Thermophysical Properties of Saturated water* [7] dengan $T_{film} = 480,79 \text{ K}$ didapatkan properties *liquid*,

$$T_{s,cond} = \frac{T_{x1} + T_{x2}}{2} = \frac{458,85 + 446,92}{2} = 452,88 \text{ K}$$

$$T_{film,cond} = \frac{T_{s,cond} + T_{sat}}{2} = \frac{452,88 + 508,7}{2} = 480,79 \text{ K}$$

$$\rho_l = 868,2 \text{ kg/cm}^3$$

$$\mu_l = 128,6 \times 10^{-6} \text{ Ns/m}^2$$

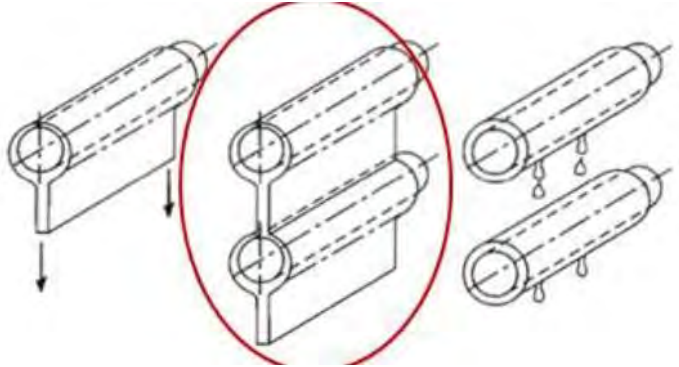
$$k_l = 659,2 \times 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$c_{p,l} = 4534,74 \text{ J/kg}$$

sedangkan properties vapor dengan $P = 24 \text{ kg/cm}^2$ didapatkan,

$$\rho_v = 9,435 \text{ kg/cm}^3$$

$$h_{fg} = 1,8 \times 10^6 \text{ J/kg}$$



Gambar 4.7 Vertical Tier of Horizontal Tubes with a Continuous Condensate Sheet

Koefisien konveksi dapat dihitung sebagai berikut :

Jacob Number

$$Ja = \frac{C_{p,1}(T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$$

$$Ja = \frac{4534,74 \frac{J}{kg} (508,7 - 452,8)K}{1,8 \times 10^6 J/kg} = 0,1408$$

Kalor Laten

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + ja)$$

$$h'_{fg} = 1,8 \times 10^6 J/kg (1 + 0,1408) = 2,0534 \times 10^6 J/kg$$

Koefisien Konveksi dengan tube 88 baris adalah sebagai berikut :

$$h_{kondensasi} = 0,729 \left[\frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_2) k^3 h'_{fg}}{N_L \mu_1 (T_{sat} - T_s) d_o} \right]^{1/4}$$

$$h_{kondensasi}$$

$$= 0,729 \left[\frac{(9,81)868,2 (868,2 - 9,435)(659,2 \times 10^{-3})^3 2,0534 \times 10^6}{88 (128,6 \times 10^{-6})(508,7 - 452,8)0,016} \right]^{1/4}$$

$$h_{\text{kondensasi}} = 3.481,020 \text{ W/ m}^2 \text{ K}$$

Overheall heat transfer koefisien koreksi

$$U_{\text{cond}} = \frac{1}{\frac{d_o}{d_i h_1} + \frac{d_o \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right)}{2k_{\text{tubewall}}} + \frac{1}{h_{o, \text{COND}}}}$$

$$U_{\text{cond}} = \frac{1}{\frac{0,016}{0,016 (18.744,02)} + \frac{0,016 \ln \left(\frac{0,016}{0,012} \right)}{2 (52,64)} + \frac{1}{3.481,020}}$$

$$U_{\text{cond}} = 2.601,84 \text{ W/ m}^2 \text{ K}$$

Nilai Error

$$\frac{U_{\text{as, cond}} - U_{\text{koreksi, cond}}}{U_{\text{koreksi, cond}}} \leq 0,01$$

$$\frac{2.601,84 - 2.601,84}{2.601,84} \leq 0,01$$

$$0 \leq 0,01$$

Jumlah baffle (N_B)

Jumlah *baffle* yang digunakan pada zona *condensing* 4 buah karena *baffle* pada zona *condensing* lebih berfungsi sebagai penyangga *tube*.

Baffle spacing (B_s)

$$B_s = \frac{(N_B + 1)}{L_{\text{cond}}}$$

$$B_s = \frac{(4 + 1)}{10,02 \text{ m}} = 0,49 \text{ m}$$

Luas minimum untuk cross flow (A_s)

$$A_s = \frac{B_s ID_{shell} (S_r - d_o)}{S_r}$$

$$A_s = \frac{(0,49 \text{ m}) 0,4 \text{ m} (0,022 - 0,016) \text{ m}}{0,022 \text{ m}} = 0,05345 \text{ m}^2$$

Luas minimum untuk baffle window flos (A_c)

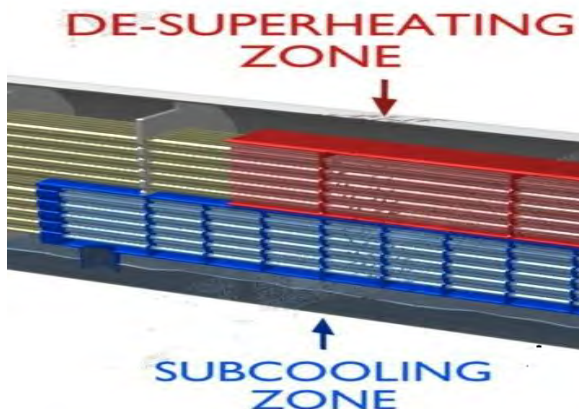
$$A_w = 0,055 (ID_{shell})^2$$

$$A_w = 0,055 (0,4)^2$$

$$A_w = 8,8 \times 10^{-3}$$

4.2.2.3. Perpindahan Panas Pada Zona Subcooling

Zona *subcooling* adalah zona saat air jenuh didinginkan sampai keadaan *subcooled*. Letak zona *subcooling* dapat dilihat pada gambar 4.14. Setelah dilakukan perhitungan yang sama dengan zona *desuperheating*, maka didapatkan panjang zona *subcooling* 0,8 m, luasan perpindahan panas 41,26 m² dengan jumlah *baffle* sebanyak 3 buah dan jarak antar *baffle* sebesar 0,2 m.



Gambar 4.8 Zona Subcooling

4.3. Desain Optimum HPH 4

Setelah dilakukan perhitungan sisi *external* maupun *internal*, didapatkan hasil optimum desain HPH 4 sebagai berikut :

Table 4.3. Desain Optimum HPH 4

Tube			
Diameter Luar	0,016 m		
Diameter Dalam	0,012 m		
Panjang Tube	12,36 m		
Jumlah Tube	598 buah		
Kecepatan tube	1,79 kg m/s		
Shell	Zona Desuperheating	Zona Condensing	Zona Subcooling
Panjang zona	1,54 m	10,02 m	0,8 m
Luasan zona	46,33 m ²	301,25 m ²	41,26 m ²
Jumlah baffle	5 buah	4 buah	3 buah
Diameter dalam	0,4 M		
Luasan total	388,84 m ²		

BAB 5

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan perancangan HPH 4 dengan menggunakan analisa termodinamika dan perpindahan panas yang telah dilakukan, didapatkan kesimpulan sebagai berikut,

1. Dimensi utama zona *desuperheating* didapatkan panjang zona sebesar 1,54 m dengan *baffle spacing* sebesar 0,25 m dengan jumlah *baffle* sebanyak 5 buah.
2. Dimensi HPH 4 didapatkan panjang *tube* sebesar 12,36 m, jumlah *tube* 598 buah dan diameter sisi *shell* sebesar 0,4m.
3. Selain dimensi HPH 4, dapat diambil kesimpulan juga mengenai karakteristik dari *high pressure heater* antara lain adalah
 - 1) Semakin tinggi kecepatan *feedwater* (kecepatan *tube*), maka koefisien konveksi sisi *tube* akan semakin meningkat, dengan laju alir massa *feedwater* konstan.
 - 2) Semakin banyak jumlah *baffle* pada zona *desuperheating*, maka koefisien konveksi *desuperheating* akan semakin meningkat, dengan panjang zona *desuperheating* yang konstan

5.2. Saran

Beberapa saran yang dapat disampaikan setelah melakukan perancangan HPH 4 adalah sebagai berikut,

1. Perhitungan perancangan HPH 4 ini sebaiknya digunakan *software* khusus perancangan *feedwater heater* sebagai pembanding agar didapatkan hasil yang lebih akurat.
2. Referensi (baik *manual book* maupun jurnal) yang khusus membahas desain *feedwater heater* jumlahnya sangat kurang. Oleh karena itu perlu adanya penelitian lebih lanjut tentang *feedwater heater*.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Awatara, I Nyoman. 2008. **Analisa Kegagalan Tube pada Zone Desuperheating High Pressure Heat Exchanger Melalui Analisa Numerik Aliran Fluida dan Perpindahan Panas.** Surabaya : Teknik Mesin ITS.
- [2] Chohey, Nicholas P. **Handbook of Chemical Engineering Calculation Third Edition.** London: Mc Graw Hill.
- [3] Fox, Robert W., McDonald, Alan T. and Pritchard, Philip J. 2003. **Introduction to Fluid Mechanics Sixth Edition.** New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [4] Heat Exchange Institute, Inc. 1992. **Standards for Closed Feedwater Heaters Fifth Edition.** Ohio.
- [5] Hussaini, Irfan S., Zubair, Syed M. and Antar, M.A. 2005. **Area Allocation in Multi-Zone Feedwater Heater.** Energy Conversion and Management 48 : 568-575.
- [6] Incropera, Frank P. and Dewitt, David P. 2002. **Fundamentals of Heat And Mass Transfer 5th Edition.** New York: John Wiley & Sons, Inc.
- [7] Jhon, Iqig F.O. 2011. **Re-design High Pressure Heater (HPH) 6 PT. PJB UP Paiton Pada Zona Desuperheating Menggunakan Analisa Termodinamika Dan Perpindahan Panas.** Surabaya : Teknik Mesin ITS.
- [8] Kakac, Sadic and Liu, Hongtan. 2002. **Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design 2nd Edition.** Boca Raton, Florida : CRC Press.
- [9] Kuppan, T. 2000. **Heat Exchanger Design Handbook.** New York : Marcel Dekker, Inc.
- [10] Moran, Michael J. and Shapiro, Howard. 2006.

Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition, New York : John Wiley & Sons, Inc.

- [11] Ozden, Ender and Tari, Ilker. 2009. **Shell Side CFD Analysis of a Small Shell-And-Tube Heat Exchanger**. Energy Conversion and Management 51: 1004-1014
- [12] Puspita, Dian Amalia. 2009. **Re-design High Pressure Heater (HPH) 5, Desuperheating Zone di PLTU Paiton, dengan Analisa Software HTFS dan Heat Transfer**. Surabaya : Teknik Mesin ITS.
- [13] Siman, Aziz and Shelton, Joe. **Feedwater Heater Application of T-22 Tubing. 1-7.**
- [14] Tubular Exchanger Manufacturers Association, Inc. 2007. **Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association Ninth Edition**. New York.
- [15] **Steam Tables Calculator v5.0**. 2011.

LAMPIRAN A

Tabel A.1 Properties of Saturated Water (Liquid – Vapor):
Pressure Table

		Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K			
		Sat. Liquid <i>v_f</i> × 10 ³	Sat. Vapor <i>v_g</i>	Sat. Liquid <i>u_f</i>	Sat. Vapor <i>u_g</i>	Sat. Liquid <i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Sat. Vapor <i>h_g</i>	Sat. Liquid <i>s_f</i>	Sat. Vapor <i>s_g</i>		
Press. bar	Temp. °C											Press. bar
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746		0.04
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304		0.06
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287		0.08
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502		0.10
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085		0.20
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686		0.30
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700		0.40
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939		0.50
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2291.6	2651.5	1.1453	7.5320		0.60
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797		0.70
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346		0.80
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949		0.90
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594		1.00
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233		1.50
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271		2.00
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527		2.50
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919		3.00
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405		3.50
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959		4.00
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565		4.50
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212		5.00
6.00	158.9	1.1006	0.3157	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7600		6.00
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080		7.00
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628		8.00
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226		9.00
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863		10.0
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448		15.0
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409		20.0
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575		25.0
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869		30.0
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253		35.0
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701		40.0
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199		45.0
50.0	264.0	1.2859	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734		50.0
60.0	275.6	1.3187	0.03244	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892		60.0

Sumber: Michael J. Moran and Howard Saphiro, 2006

Tabel A.2 Dimensional Data for Commercial Tubing

OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. ²)	Sq. Ft. External Surface per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface per Ft. Length	Weight per Ft. Length, Steel (lb.)	ID Tubing (in.)	OD/ID
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1.168
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1.233
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1.133
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1.126
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.498	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1.155
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.136
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	1.210
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	1.183
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	1.103
7/8	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	1.441
7/8	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	1.378
7/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	1.277
7/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	1.234
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	1.126

Sumber: Sadic Kakac and Hongtan Liu, 2002

Table A.3 Thermophysical Properties of Saturated Water [7]

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^a	Specific Volume (m ³ /kg) $v_f \cdot 10^3$	Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K) $c_{p,f}$	Viscosity (N · s/m ²) $\mu_f \cdot 10^6$	Thermal Conductivity (W/m · K) $k_f \cdot 10^3$	Prandtl Number Pr_f	Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coeff- icient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temper- ature, T (K)	
440	7.333	1.110	2059	4.36	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	440
450	9.319	1.123	2024	4.40	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	450
460	11.71	1.137	1989	4.44	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	460
470	14.55	1.152	1951	4.48	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	470
480	17.90	1.167	1912	4.53	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	480
490	21.83	1.184	1870	4.59	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	490
500	26.40	1.203	1825	4.66	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	500
510	31.66	1.222	1779	4.74	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	510
520	37.70	1.244	1730	4.84	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	520
530	44.58	1.268	1679	4.95	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	530
540	52.38	1.294	1622	5.08	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	540
550	61.19	1.323	1564	5.24	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	550
560	71.08	1.355	1499	5.43	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	560
570	82.16	1.392	1429	5.68	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	570
580	94.51	1.433	1353	6.00	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	580
590	108.3	1.482	1274	6.41	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	590
600	123.5	1.541	1176	7.00	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	600
610	137.3	1.612	1068	7.85	77	24.1	467	103	1.30	2.60	610
620	159.1	1.705	941	9.35	72	25.9	444	114	1.52	3.46	620
625	169.1	1.778	858	10.6	70	27.0	430	121	1.65	4.20	625
630	179.7	1.856	781	12.6	67	28.0	412	130	2.0	4.8	630
635	190.9	1.935	683	16.4	64	30.0	392	141	2.7	6.0	635
640	202.7	2.075	560	26	59	32.0	367	155	4.2	9.6	640
645	215.2	2.351	361	90	54	37.0	331	178	12	26	645
647.3 ^b	221.2	3.170	0	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	647.3 ^b

Tabel A.5 Kecepatan Feedwater Maksimum yang Diijinkan Berdasarkan Jenis Material Tube

Tube Material	T22	SS304N	SS304	Monel
Tube Design P (Psig)	3700	3700	3700	3700
Shell Design P (Psig)	900	900	900	900
Tube side velocity @ Avg.T fps	8	8.5	8.5	8
Tube size (in)	0.75	0.625	0.625	.625
Tube side Pressure Drop (Psi)	9.1	11	11.7	9
Tubewall Thick. Avg. (in)	.088"	.077"	.083"	.053"
Gross Surface Area (Sq.Ft.)	10945	12489	12955	9759
Overall Length (Ft)	36.75'	36.5'	36.25'	33'
Shell ID (in)	52"	53"	54"	51"
Weight (lbs)	91000	92000	99000	73000
Relative cost	100	122	129	247






Sumber: Aziz Shiman and Joe Shelton, Unknown

Tabel A.6 Maximum Unsupported Straight Tube Spans
Dimension in inches (mm)

Tube OD	Tube Materials and Temperature Limits ° F (° C)	
	Carbon Steel & High Alloy Steel, 750 (399) Low Alloy Steel, 850 (454) Nickel-Copper, 600 (316) Nickel, 850 (454) Nickel-Chromium-Iron, 1000 (538)	Aluminum & Aluminum Alloys, Copper & Copper Alloys, Titanium Alloys At Code Maximum Allowable Temperature
1/4 (6.4)	26 (690)	22 (559)
3/8 (9.5)	35 (889)	30 (762)
1/2 (12.7)	44 (1118)	38 (965)
5/8 (15.9)	52 (1321)	45 (1143)
3/4 (19.1)	60 (1524)	52 (1321)
7/8 (22.2)	69 (1753)	60 (1524)
1 (25.4)	74 (1880)	64 (1628)
1-1/4 (31.8)	88 (2235)	76 (1930)
1-1/2 (38.1)	100 (2540)	87 (2210)
2 (50.8)	125 (3175)	110 (2794)
2-1/2 (63.5)	125 (3175)	110 (2794)
3 (76.2)	125 (3175)	110 (2794)

Sumber: TEMA,2007

Tabel A.7 Koefisien Kerugian Minor Akibat Bentuk Entrance dan Exit

8.8.2. Minor Losses								
a. Inlets & Exits								
Bentuk inlet & exit mempengaruhi harga K:								
Entrance								
Type		Koefisien minor losses (K)						
Reentrant		0,75						
Square-edge		0,5						
Rounded		$\frac{r/D}{K}$ <table border="1"> <tr> <td>0,03</td><td>0,06</td><td>0,14</td></tr> <tr> <td>0,28</td><td>0,13</td><td>0,04</td></tr> </table>	0,03	0,06	0,14	0,28	0,13	0,04
0,03	0,06	0,14						
0,28	0,13	0,04						
Exits								
Type		Koefisien minor losses (K)						
Reentrant		1,0						
Square-edge		1,0						
Rounded		1,0						

Sumber: Robert W. Fox, Alan T. Mc Donald and Philip Pritchard, 2003

Tabel A.8 Koefisien Kerugian Minor Akibat Bentuk Perpipaan

8.8. 2. Minor Losses			
d. Valves & Fittings:			
Tabel harga K untuk beberapa asesori perpipaan:			
Fitting	K	Fitting	K
Valves:		Elbows :	
Globe, fully open	10	Regular 90°, flanged	0.3
Angle, fully open	2	Regular 90°, threaded	1.5
Gate, fully open	0.15	Long radius 90°, flanged	0.2
Gate 1/4 closed	0.25	Long radius 90°, threaded	0.7
Gate, 1/2 closed	2.1	Long radius 45°, threaded	0.2
Gate, 3/4 closed	17	Regular 45°, threaded	0.4
Swing check, forward flow	2		
Swing check, backward flow	infinity	Tees :	
		Line flow, flanged	0.2
180° return bends:		Line flow, threaded	0.9
Flanged	0.2	Branch flow, flanged	1.0
Threaded	1.5	Branch flow, threaded	2.0
Pipe Entrance (Reservoir to Pipe) :		Pipe Exit (Pipe to Reservoir) :	
Square Connection	0.5	Square Connection	1.0
Rounded Connection	0.2	Rounded Connection	1.0
Re-entrant (pipe juts into tank)	1.0	Re-entrant (pipe juts into tank)	1.0

Sumber: Robert W. Fox, Alan T. Mc Donald and Philip Pritchard, 2003

Tabel A.9 Properties Fluida Zona Desuperheating [16]

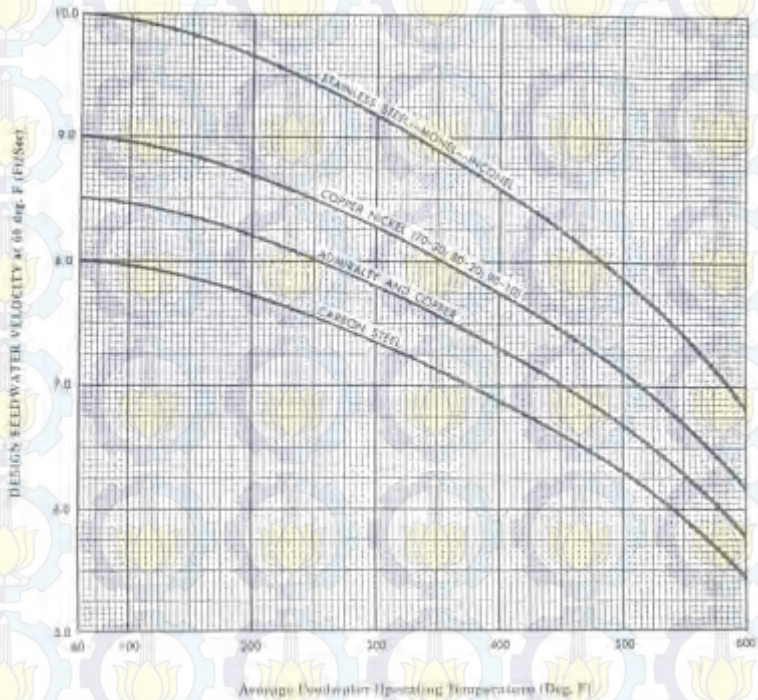
Property Name	Property ID	Results	Units (SI)	Constants used in calculation
1. Thermodynamic Properties - H₂O				
1 Pressure (absolute)	p	18.826768	bar	Specific gas constant: $R = 0.4615326 \text{ kJ/(kg·K)}$
2 Temperature	T	227.855	°C	Molar gas constant: $R_m = 8.31451 \text{ J/(mol·K)}$
3 Density	ρ	7.058079435	kg/m ³	Molar mass: $M = 18.01527 \text{ g/mol}$
4 Specific volume	v	0.1414611347	m ³ /kg	Critical temperature: $T_c = 647.096 \text{ K}$, (273.916 °C)
5 Specific enthalpy	h	3960.2954129633	kJ/kg	Critical pressure: $p_c = 22.064 \text{ MPa}$, (220.64 bar)
6 Specific entropy	s	6.9276684269	kJ/(kg·K)	Critical density: $\rho_{oc} = 322 \text{ kg/m}^3$
7 Specific energy	en	10331.7739258651	kJ/kg	Triple-point temperature: $T_t = 273.15 \text{ K}$, (0.01 °C)
8 Specific internal energy	u	28278.8415246025	kJ/kg	Triple-point pressure: $p_t = 611.657 \text{ Pa}$, (0.00611657 bar)
9 Specific Gibbs free energy	g	2.2428933778	kJ/kg	
10 Specific isochoric heat capacity	cv	1.6531663038	kJ/(kg·K)	
3. Transport Properties				
27 Dynamic viscosity	μ	21.25305655724	µPa·s	
28 Kinematic viscosity	ν	3.0123481172	mm ² /s	
29 Thermal conductivity	k	0.0484307599	W/(m·K)	
30 Thermal diffusivity	α	1.5948873615	mm ² /s	
31 Prandtl number	Pr	0.9981101944	dimensionless	



LAMPIRAN B

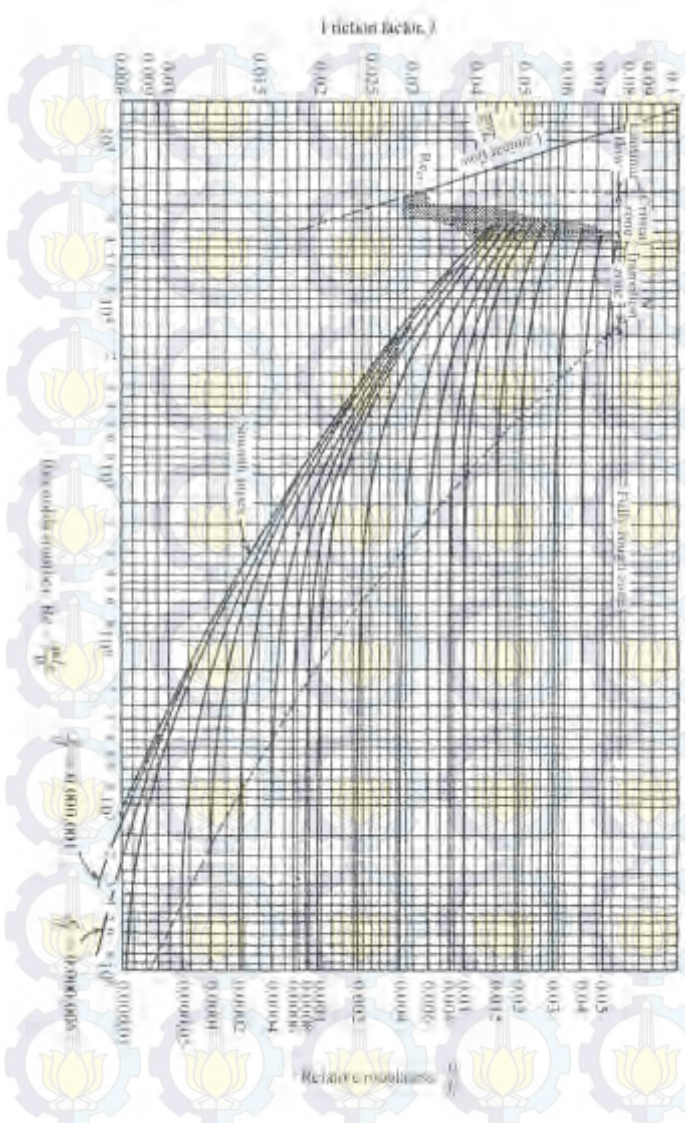
Gambar B.1

Grafik Desain Kecepatan Feedwater pada Temperatur 60°F



Sumber: HEI, 1992

Gambar B.2
Moody Diagram [4]



BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Bojonegoro, 11 Maret 1994, dari pasangan Bapak Agus Salim dan Ibu Siti astuti. Penulis merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang telah di tempuh adalah SDN Ngelo 1 Cepu, SMP Negeri 2 Cepu, SMA Negeri 2 Cepu.

Pada tahun 2012 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS Kerja Sama PT PLN (Persero) dan diterima di Program Studi Diploma III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, ITS Surabaya dengan NRP 2112038003

Selain itu penulis juga mengikuti pelatihan LKMM Pra TD di Fakultas Teknologi Industri ITS (2012). Penulis juga aktif sebagai grader mata kuliah Teknik Pendingin.

mail: Budhiyantoa@gmail.com